1995 724.247.1 f

petites

petites centrales hydrauliques petites centrales hydrauliques

petites centrales hydrauliques

petites

Turbines hydrauliques

PACER

ÉNERGIES RENOUVELABLES

Office fédéral des questions conjoncturelles

Petites centrales hydrauliques
Turbines hydrauliques

De l'électricité grâce aux petites centrales hydrauliques – une énergie propre qui préserve l'environnement !

Il existe en Suisse un potentiel important dans le domaine des petites centrales hydrauliques qui pourrait s'avérer financièrement intéressant pour de nombreuses communes, collectivités et industries.

Ce mode de production a malheureusement été négligé ces dernières décennies, la priorité ayant été donnée aux grandes centrales au fil de l'eau ou à accumulation dans les Alpes.

Par le Programme d'action énergies renouvelables (PACER) de l'Office fédéral des questions conjoncturelles, la Confédération a décidé d'intervenir pour inciter les propriétaires de droits d'eau, communes, administrations cantonales, ingénieurs, industriels et entrepreneurs à s'intéresser à cette forme de production d'énergie et à réaliser des installations. L'objectif est la promotion des technologies éprouvées des petites centrales hydrauliques (PCH) par une information objective et complète sur le sujet ainsi que la formation d'ingénieurs et de techniciens.

La brochure « Turbines hydrauliques » fait partie d'un ensemble de quatre publications techniques concernant la conception et la réalisation de petites centrales hydrauliques :

- «Turbines hydrauliques»
- «Générateurs et installations électriques»
- «Régulation et sécurité d'exploitation»
- «Le choix, le dimensionnement et les essais de réception d'une miniturbine»

Conçue comme document et en même temps comme outil pratique, elle est destinée à aider les ingénieurs et techniciens non spécialisés qui sont concernés, dans le cadre de leur activité professionnelle, par la conception et la réalisation d'une petite centrale hydraulique.

Elle présente les turbines hydrauliques du point de vue du technicien chargé de leur sélection, de leur acquisition et de leur intégration dans un site donné, sans entrer dans des considérations théoriques complexes. Elle contient les renseignements suivants :

- paramètres et caractéristiques d'une petite centrale hydraulique utiles pour le choix de la machine et son implantation ;
- paramètres communs à tous les types de turbines hydrauliques ;
- types de turbines, paramètres et caractéristiques : turbines à action (Pelton, Crossflow), turbines à réaction (Francis, Kaplan, pompes inversées) ;
- points à considérer lors d'un appel d'offres et la rédaction d'un cahier des charges (fonctionnement nominal, d'emballement, implantation, cavitation, matériaux, détails constructifs, etc.).

ISBN 3-905232-54-5

1995, 134 pages
N° de commande 724.247.1f

Petites centrales hydrauliques

Turbines hydrauliques

Journées de formation pour ingénieurs

Programme d'action PACER – Energies renouvelables
Office fédéral des questions conjoncturelles

Conception, rédaction et réalisation de l'édition française

- J.-M. Chapallaz, ingénieur EPFL/SIA
  1450 Ste-Croix

Avec des contributions, pour la partie documentation, de:

- H.-P. Mombelli, EPFL-DGM-IMHEF,
  1015 Lausanne
- A. Renaud, EPFL-DGM-IMHEF, 1015 Lausanne

Relecture technique du manuscrit

- R. Chenal, ing. conseil, 1815 Clarens
- F. Heer, ing. EPFL, 1450 Ste-Croix
- D. Richardet, ing. civil EPFL-SIA, 1400 Yverdon
- G. Vuilloud, ing. EPFL, Hydro Vevey, 1800 Vevey

Correcteur

- J.-C. Scheder, 1038 Bercher

Graphisme de la couverture

- Isabelle Schaaf Graphic Design, 1020 Renens

Mise en pages, photocomposition et flashage

- DAC, 1006 Lausanne et
- CITY COMP SA, 1110 Morges

Direction du projet et coordination

- J. Graf, ingénieur ETS, Fontanezier

Associations de soutien

Les organisations suivantes recommandent et soutiennent la participation aux journées PACER « Petites centrales hydrauliques ».

ACS	Association des communes suisses
ADER	Association pour le développement des énergies renouvelables
ADUR	Association des usiniers suisses
ARPEA	Association romande pour la protection des eaux et de l'air
ASE/ETG	Société pour les techniques de l'énergie de l'ASE
ASPEE	Association suisse des professionnels de l'épuration des eaux
INFOENERGIE	Centre de conseils
OFEL	Office d'électricité de la Suisse romande
PROMES	Association des professionnels romands de l'énergie solaire
SIA	Société suisse des ingénieurs et des architectes
SMSR	Société des meuniers de la Suisse romande
SSIGE	Société suisse de l'industrie du gaz et des eaux
UCS	Union des centrales suisses d'électricité
UTS	Union technique suisse
UVS	Union des villes suisses

ISBN 3-905232-54-5

Copyright © Office fédéral des questions conjoncturelles, 3003 Berne, août 1995.
Reproduction d'extraits autorisée avec indication de la source.

Diffusion: Coordination romande du programme d'action «Construction et énergie» EPFL-LESO, Case postale 123, 1015 Lausanne (N° de commande 724.247.1f).

Form 724.247.1f 08.1995 1000

Avant-propos

D'une durée totale de 6 ans (1990-1995), le Programme d'action « Construction et Energie » se compose des trois programmes d'impulsions suivants:

PI BAT – Entretien et rénovation des constructions
RAVEL – Utilisation rationnelle de l'électricité
PACER – Energies renouvelables

Ces trois programmes d'impulsions sont réalisés en étroite collaboration avec l'économie privée, les écoles et la Confédération. Ils doivent favoriser une croissance économique qualitative et, par là, conduire à une plus faible utilisation des matières premières et de l'énergie, avec pour corollaire un plus large recours au savoir-faire et à la matière grise.

Jusqu'ici, si l'on fait abstraction du potentiel hydroélectrique, la contribution des énergies renouvelables à notre bilan énergétique est négligeable. Aussi le programme PACER a-t-il été mis sur pied afin de remédier à cette situation. Dans ce but le programme cherche:

- à favoriser les applications dont le rapport prix/performance est le plus intéressant;
- à apporter les connaissances nécessaires aux ingénieurs, aux architectes et aux installateurs;
- à proposer une approche économique nouvelle qui prenne en compte les coûts externes;
- à informer les autorités, ainsi que les maîtres de l'ouvrage.

Cours, manifestations, publications, vidéos, etc.

Le programme PACER se consacre, en priorité, à la formation continue et à l'information. Le transfert de connaissances est basé sur les besoins de la pratique. Il s'appuie essentiellement sur des publications, des cours et d'autres manifestations. Les ingénieurs, architectes, installateurs, ainsi que les représentants de certaines branches spécialisées, en constituent le public cible. La diffusion plus large d'informations plus générales est également un élément important du programme. Elle vise les maîtres de l'ouvrage, les architectes, les ingénieurs et les autorités.

Le bulletin « Construction et Energie », qui paraît trois fois par an, fournit tous les détails sur ces activités. Ce bulletin peut être obtenu gratuitement sur simple demande. Chaque participant à un cours ou autre manifestation du programme reçoit une publication spécialement élaborée à cet effet. Toutes ces publications peuvent également être obtenues en s'adressant directement à la Coordination romande du programme d'action « Construction et Energie » EPFL-LESO, Case postale 12, 1015 Lausanne.

Compétences

Afin de maîtriser cet ambitieux programme de formation, il a été fait appel à des spécialistes des divers domaines concernés; ceux-ci appartiennent au secteur privé, aux écoles ou aux associations pro-

fessionnelles. Ces spécialistes sont épaulés par une commission qui comprend des représentants des associations, des écoles et des branches professionnelles concernées.

Ce sont également les associations professionnelles qui prennent en charge l'organisation des cours et des autres activités. Pour la préparation de ces activités une direction de programme a été mise en place; elle se compose du Dr Jean-Bernard Gay, du Dr Charles Filleux, de M. Jean Graf, du Dr Arthur Wellinger ainsi que de Mme Irene Wuillemin et de M. Eric Mosimann de l'OFQC. La préparation des différentes activités se fait au travers de groupes de travail, ceux-ci sont responsables du contenu de même que du maintien des délais et des budgets.

Documentation

La brochure «Turbines hydrauliques» fait partie d'un ensemble de quatre publications techniques concernant les petites centrales hydrauliques:

- «Turbines hydrauliques»
- «Générateurs et installations électriques»
- «Régulation et sécurité d'exploitation»
- «Le choix, le dimensionnement et les essais de réception d'une miniturbine»

Conçue comme document et en même temps comme outil pratique, elle est destinée à aider les ingénieurs et techniciens non spécialisés qui sont concernés, dans le cadre de leur activité professionnelle, par la planification et la réalisation d'une petite centrale hydraulique.

Elle présente les turbines hydrauliques du point de vue du technicien chargé de leur sélection, de leur acquisition et de leur intégration dans un site donné, sans entrer dans des considérations théoriques complexes. Elle contient les renseignements suivants:

- paramètres et caractéristiques d'une petite centrale hydraulique utiles pour le choix de la machine et son implantation;
- paramètres communs à tous les types de turbines hydrauliques;
- types de turbines, paramètres et caractéristiques: turbines à action (Pelton, Cross-flow), turbines à réaction (Francis, Kaplan, pompes inversées);
- points à considérer lors d'un appel d'offre et la rédaction d'un cahier des charges (fonctionnement nominal, d'emballement, implantation, cavitation, matériaux, détails constructifs, etc.).

Le présent document a fait l'objet d'une procédure de consultation, il a également été soumis à l'appréciation des participants au premier cours pilote, ce qui a permis aux auteurs d'effectuer les modifications qui leur sont apparues souhaitables et dont ils assument l'entière responsabilité. Des améliorations sont encore possibles et des suggestions éventuelles peuvent être adressées soit au directeur du cours, soit directement auprès de l'Office fédéral des questions conjoncturelles.

Pour terminer nous tenons à remercier toutes les personnes qui ont contribué à la réalisation de la présente publication.

Office fédéral des questions conjoncturelles
Service de la technologie
Dr B. Hotz-Hart
Vice-directeur

Table des matières

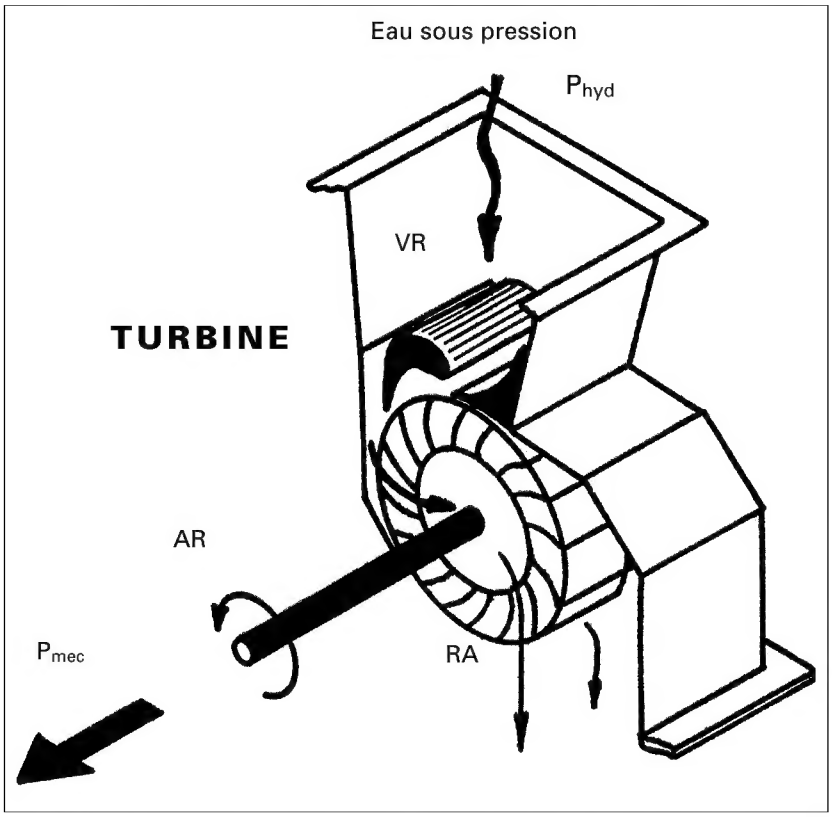
	Introduction	7
1.	**Paramètres communs à tous les types de turbines**	9
2.	**Turbines à action**	43
3.	**Turbines à réaction**	57
4.	**Sélection d'une turbine et appel d'offres**	87
5.	**Etude de cas**	111
	Bibliographie	129
	Liste des publications et vidéos du programme d'action PACER	131

Introduction

Depuis la roue à aubes entraînant un moulin, les machines hydrauliques ont subi une évolution technique considérable.

Il existe actuellement plusieurs types de turbines, et pour chaque type, une large plage de caractéristiques.

Il est donc important pour l'ingénieur s'occupant de l'acquisition d'une turbine, de posséder un certain nombre de connaissances au sujet de ces machines, de leur implantation et de leur fonctionnement.



Machine alimentée en eau sous pression, qui met en mouvement une roue à aubes et produit de la force, ou puissance mécanique, par l'intermédiaire d'un arbre en rotation

VR : vanne de réglage du débit d'eau (nommée **distributeur** ou **injecteur** selon le type de turbine). Celle-ci permet de régler la puissance en fonction des besoins du consommateur et de l'eau à disposition
RA : roue à aubes ou à augets
AR : arbre en rotation
P_{hyd} : puissance hydraulique fournie à la turbine par un débit d'eau sous pression
P_{mec} : puissance mécanique délivrée par la turbine

But du cours

Le présent cours est destiné à des ingénieurs ou techniciens non spécialisés dans le domaine des petites centrales hydrauliques. Il leur permettra d'acquérir des connaissances de base sur le fonctionnement et l'exploitation des turbines hydrauliques et de mener les pourparlers avec les fournisseurs de machines dans le cadre d'un appel d'offres.

Préalable

Il est admis que les personnes suivant ce cours ont pris connaissance de la brochure d'information « Petites centrales hydrauliques » éditée dans le cadre du programme PACER.

Contenu du cours

Le présent cours fait partie d'un ensemble traitant des quatre thèmes suivants :

- « Turbines hydrauliques »
- « Générateurs et installations électriques »
- « Régulation et sécurité d'exploitation »
- « Le choix, le dimensionnement et les essais de réception d'une miniturbine ».

Le chapitre 1 de la brochure présente les composants et paramètres principaux d'une petite centrale hydraulique, les conditions d'exploitation d'une turbine ainsi que les lois de similitude qui permettent de dimensionner la machine à partir d'essais sur modèles. Ceci en vue d'une meilleure compréhension des caractéristiques établies par les constructeurs.

Les chapitres 2 et 3 décrivent les principes de fonctionnement et les détails constructifs des turbines à action et à réaction sans entrer dans des considérations théoriques compliquées. Des formules simples permettent d'estimer la grandeur des machines par rapport aux données d'un site, et les facteurs influençant leur implantation.

Le chapitre 4 constitue l'outil pratique utile pour la sélection et la rédaction d'un cahier des charges en vue de l'achat d'une turbine. Il contient diverses abaques, diagrammes et figures pouvant suggérer des solutions à l'ingénieur et lui permettre le choix optimal de la turbine.

Enfin le chapitre 5 présente l'étude de quatre cas de microcentrales et la sélection de la turbine la mieux adaptée au site donné.

1. Paramètres communs à tous les types de turbines

1.1 Composants, profil en long et ligne d'énergie d'une petite centrale hydraulique 10

1.2 Puissance hydraulique d'une turbine 14

1.3 Couple, vitesse de rotation, puissance mécanique et rendement d'une turbine 16

1.4 Conditions d'exploitation d'une turbine dans une petite centrale hydraulique 18

1.5 Courbes caractéristiques d'une turbine 24
1.5.1 Essais sur modèles réduits 24
1.5.2 Courbes caractéristiques à vitesse constante 26
1.5.3 Courbes caractéristiques à vitesse variable 30

1.6 Lois de similitude 33
1.6.1 Changement des caractéristiques de fonctionnement d'une turbine donnée 33
1.6.2 Changement des caractéristiques et de la taille d'une turbine 34
1.6.3 Paramètres unitaires et adimensionnels 35

1.7 Classification des turbines – Vitesse spécifique 37

1.8 Résumé des types principaux de turbines et de leur domaine d'application 39

1.1 Composants, profil en long et ligne d'énergie d'une petite centrale hydraulique

Les composants d'une petite centrale hydraulique ont été présentés dans la brochure d'information « Petites centrales hydrauliques » (1).

Le schéma de la figure 1.1.1 présente le profil en long d'une petite centrale avec ses différents composants et les lignes d'énergie et de pression.

Pour plus de clarté, les paramètres sont redéfinis sur une figure simplifiée, la figure 1.1.2

Définitions

Débit Symbole : Q Unité : (m^3/s)

Le débit est le volume d'eau par unité de temps qui transite par l'aménagement pour alimenter la turbine.

Chute brute Symbole : H_b Unité : (m)

La chute brute est la différence d'altitude entre le niveau à la prise d'eau (point de référence 3) et le niveau à l'aval de la centrale (point de référence 4). Elle est souvent appelée hauteur géodésique Z_g.

Chute nette Symbole : H Unité : (m)

La chute nette représente l'énergie hydraulique à disposition de la turbine. Elle est égale à la chute brute moins les **pertes de charge** H_L entre la prise d'eau et le point de référence amont de la turbine 1 d'une part, et le point de référence aval de la turbine 2 et le niveau aval de la sortie de la centrale d'autre part.

Les pertes de charge correspondent à l'énergie nécessaire pour faire passer l'eau à travers grilles et vannes et vaincre le frottement contre les parois du canal d'amenée et de la conduite forcée.

Les pertes de charge varient selon la loi : $H_L = A \cdot Q^2$ ce qui permet de calculer la chute nette pour différents débits turbinés :

$$H = H_b - A \cdot Q^2$$

Le coefficient A peut être calculé à partir des pertes de charge connues pour un point de fonctionnement, nominal par exemple :

$$A = H_L / Q^2$$

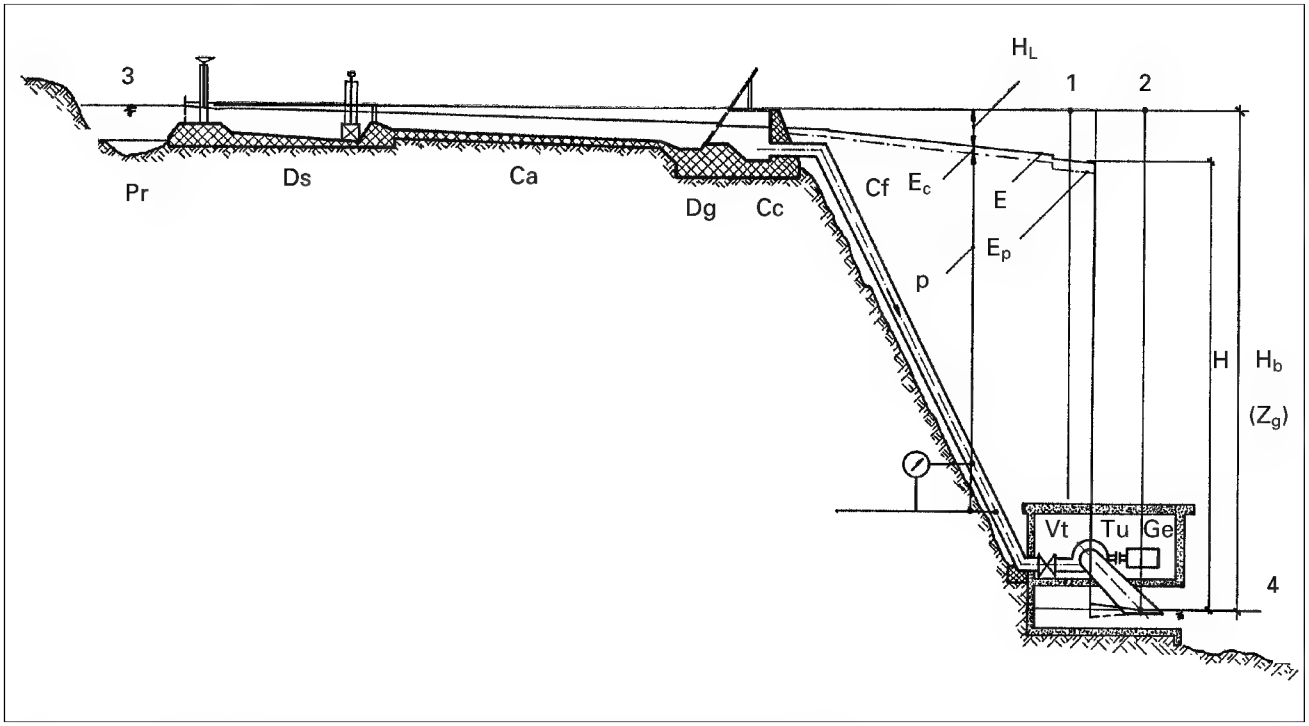


Figure 1.1.1: Composants et profil en long d'une petite centrale hydraulique

Pr: prise d'eau
Ds: dessableur
Ca: canal/conduite d'amenée
Dg: dégrilleur
Cc: chambre de mise en charge
Cf: conduite forcée
Vt: vanne turbine
Tu: turbine
Ge: générateur

1: point de référence amont de la turbine
2: point de référence aval de la turbine
3: point de référence amont de l'aménagement
4: point de référence aval de l'aménagement
E: ligne d'énergie
E_c: énergie cinétique
E_p: énergie de pression
p: pression
H_b: chute brute
H: chute nette

Energie hydraulique massique Symbole: E Unité: (J/kg)

Selon la loi de Bernoulli, l'énergie hydraulique est la somme de:

L'énergie de pression p/ρ (J/kg)
avec: **pression** Symbole: p Unité: (N/m^2, 1bar = $10^5 N/m^2$)
1 bar = 10.2 m de colonne d'eau
lue sur un manomètre et représentée par la hauteur manométrique $p/\rho g$ en (m) de colonne d'eau.

L'énergie géodésique gz (J/kg)
avec: **hauteur géodésique** Symbole: z Unité: (m)
hauteur entre l'axe du manomètre et le plan de référence X de la mesure de l'énergie (note: Z peut être négatif).

L'énergie cinétique de l'eau Symbole: $E_c = v^2/2$ Unité: (J/kg)
avec $v = Q/S$ (m/s), vitesse de l'eau, S étant la section de passage du canal ou de la conduite au point considéré (m^2).

Par exemple en un point X de la conduite forcée, nous avons l'énergie hydraulique suivante (voir figure 1.1.2)

$$E_x = gH_x = p_x/\rho + v_x^2/2 + gz_x$$

calculée en joule/kg (J/kg)

avec
g = 9.81 (m/s^2) = accélération de la pesanteur

et
ρ = masse volumique de l'eau = 1000 kg/m^3

La relation entre l'**énergie hydraulique massique** et la **hauteur d'eau**, souvent définie par le terme de **charge** dans le domaine du génie civil est la suivante:
$H_x = E_x/g$ ou $E_x = gH_x$

L'énergie hydraulique massique E = gH absorbée par la turbine est la différence entre l'énergie massique $E_1 = gH_1$ à l'entrée de la turbine et l'énergie massique $E_2 = gH_2$ à la sortie.

$$gH = gH_1 - gH_2 \quad \text{ou} \quad E = E_1 - E_2 \quad (J/kg)$$

avec

$$E_1 = gH_1 = \frac{p_1}{\rho} + gz_1 + \frac{v_1^2}{2} \quad (J/kg)$$

$$E_2 = gH_2 = \frac{p_2}{\rho} + gz_2 + \frac{v_2^2}{2} \quad (J/kg)$$

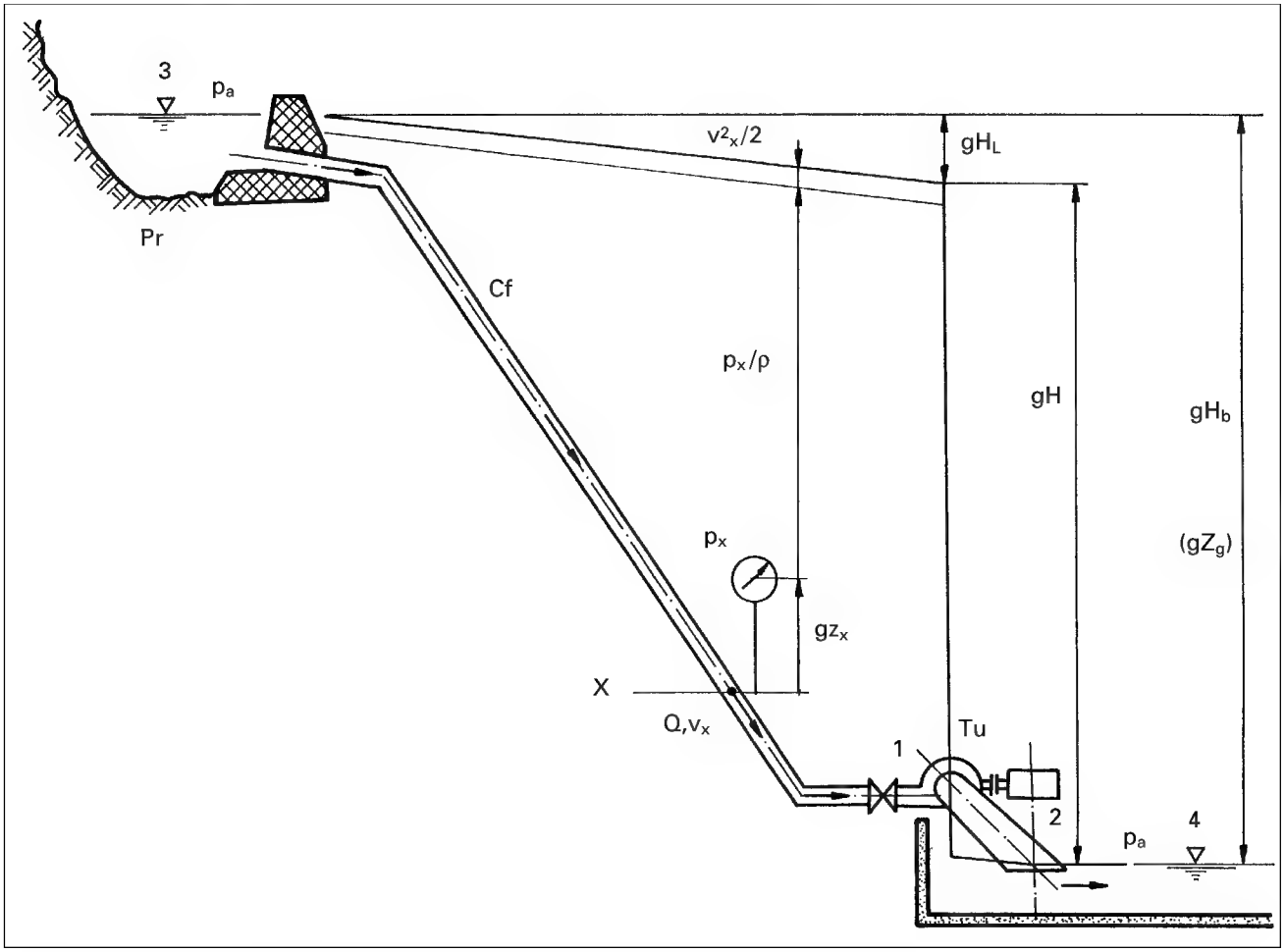


Figure 1.1.2: Ligne d'énergie (ou ligne de charge) d'une petite centrale hydraulique

Pr: prise d'eau
Cf: conduite forcée
Tu: turbine

1: point de référence amont turbine
2: point de référence aval turbine
H_b: chute brute (m)
H: chute nette (m)
$H_L = A \cdot Q^2$: pertes de charge (m)
Q: débit (m^3/s)

Energie E_x (ou charge H_x) au point X:

$$E_x = gH_x = \frac{p_x}{\rho} + \frac{v_x^2}{2} + gz_x \quad (J/kg)$$

g = 9.81 (m/s^2)
ρ = 1000 (kg/m^3)
p_x: pression en (N/m^2) 10^5 N/m^2 = 1 bar
v_x: vitesse d'écoulement (m/s)

Note: p_x est généralement la pression relative (sur- ou souspression) mesurée par rapport à la pression atmosphérique p_a.

1.2 Puissance hydraulique d'une turbine

Puissance hydraulique Symbole: P_{hyd} Unité: (W)

La puissance hydraulique est la puissance fournie à la turbine par l'eau qui l'alimente.

Elle est donnée par le produit de l'énergie hydraulique gH avec le débit massique (débit volumique par masse spécifique) $\rho \cdot Q$

$P_{hyd} = \rho \cdot Q \cdot gH$ (W)

Les normes suisse ASE 3055.1974 et internationale CEI 41 concernant les essais de réception des turbines hydrauliques définissent les points de référence à l'amont (1) et à l'aval (2) de la turbine entre lesquels est mesurée la chute (ou l'énergie) nette.

C'est en ces points que sont placés les instruments servant à mesurer la pression ou le niveau (manomètres ou limnimètres).

La figure 1.2 montre le principe de mesure et de calcul de la chute nette et autres paramètres nécessaires à la détermination de la puissance hydraulique de la turbine.

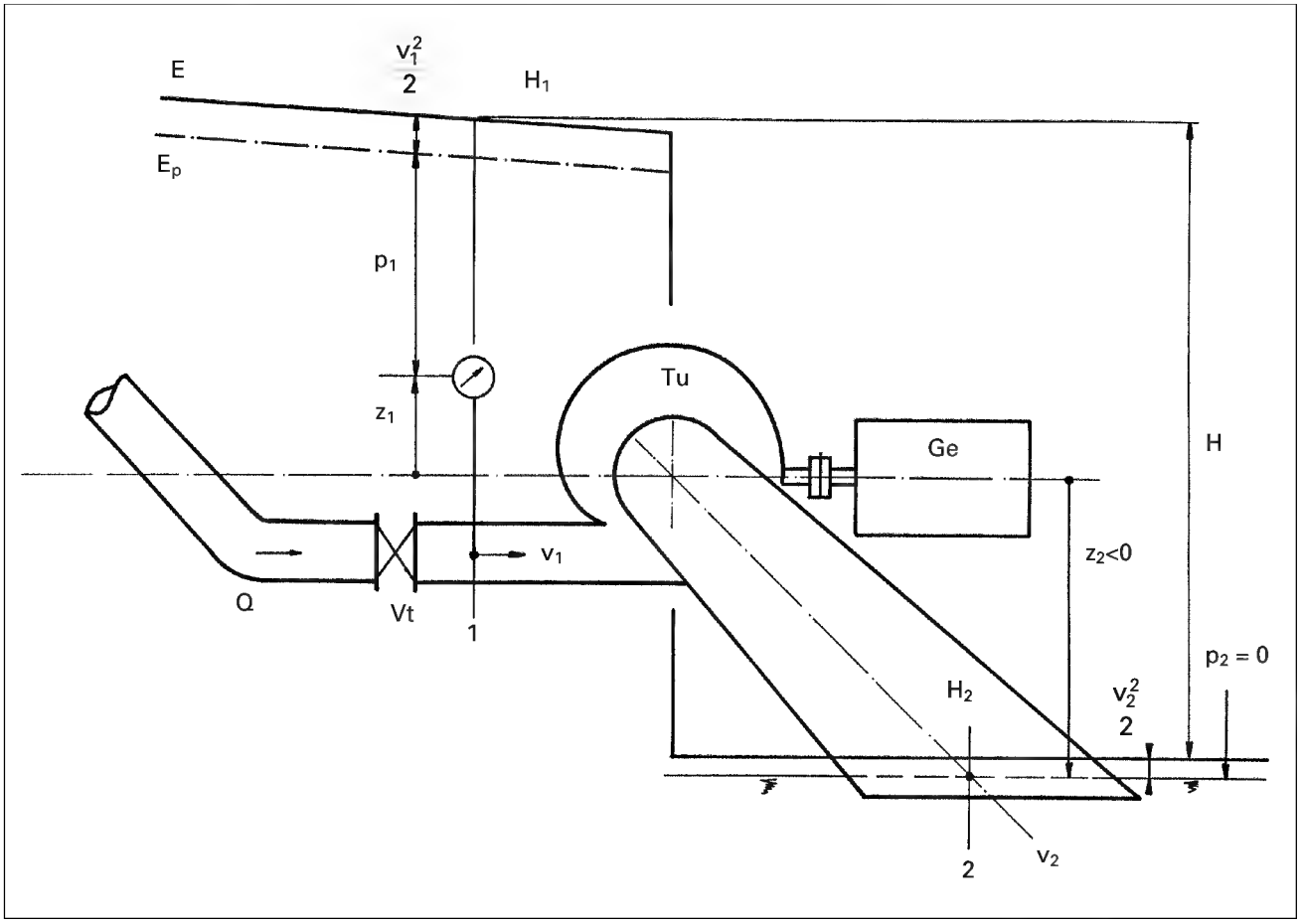


Figure 1.2: Paramètres pour le calcul de la puissance hydraulique d'une turbine

Vt: vanne turbine
Tu: turbine
Ge: générateur

1: point de référence amont turbine
2: point de référence aval turbine
E: ligne d'énergie (de charge)
E_p: ligne de pression

Energie entrée turbine:

$$E_1 = gH_1 = \frac{p_1}{\rho} + gz_1 + \frac{v_1^2}{2} \quad (J/kg)$$

Energie sortie turbine:

$$E_2 = gH_2 = \frac{p_2}{\rho} + gz_2 + \frac{v_2^2}{2} \quad (J/kg)$$

Energie (chute) nette:

$$E = E_1 - E_2 = gH_1 - gH_2 \quad (J/kg)$$

Puissance hydraulique:

$$P_{hyd} = \rho \cdot Q \cdot gH \quad (W)$$

1.3 Couple, vitesse de rotation, puissance mécanique et rendement d'une turbine

(voir figure 1.3)

Couple Symbole: T Unité: (Nm)

L'eau sous pression qui entre dans la turbine exerce une force hydrodynamique sur les pales ou augets de la roue. Cette force crée un couple qui met la roue en rotation.

Vitesse de rotation Symbole: n Unité: (t/min)
ω (rad/s)
avec $\omega = \Pi \cdot n/30$

Une fois mise en mouvement, la turbine va tourner à une vitesse de rotation déterminée par les conditions d'exploitation.

Puissance mécanique ou à l'arbre de la turbine Symbole: P_{mec} Unité: (W)

De par les lois de la physique, la puissance mécanique est donnée par le produit du couple par la vitesse de rotation:

$P_{mec} = \omega \cdot T$

Rendement Symbole: η Unité: – (ou %)

Toute transformation d'énergie dans une machine donne lieu à des pertes. Il s'ensuit que la puissance obtenue à l'arbre de la turbine, et qui sert à entraîner la génératrice, est inférieure à la puissance hydraulique.

Le rapport entre ces deux puissances est le rendement qui est un paramètre définissant la qualité de la turbine

$$\boxed{\eta_t = P_{mec}/P_{hyd}}$$

ou

$P_{mec} = \eta_t \cdot P_{hyd}$

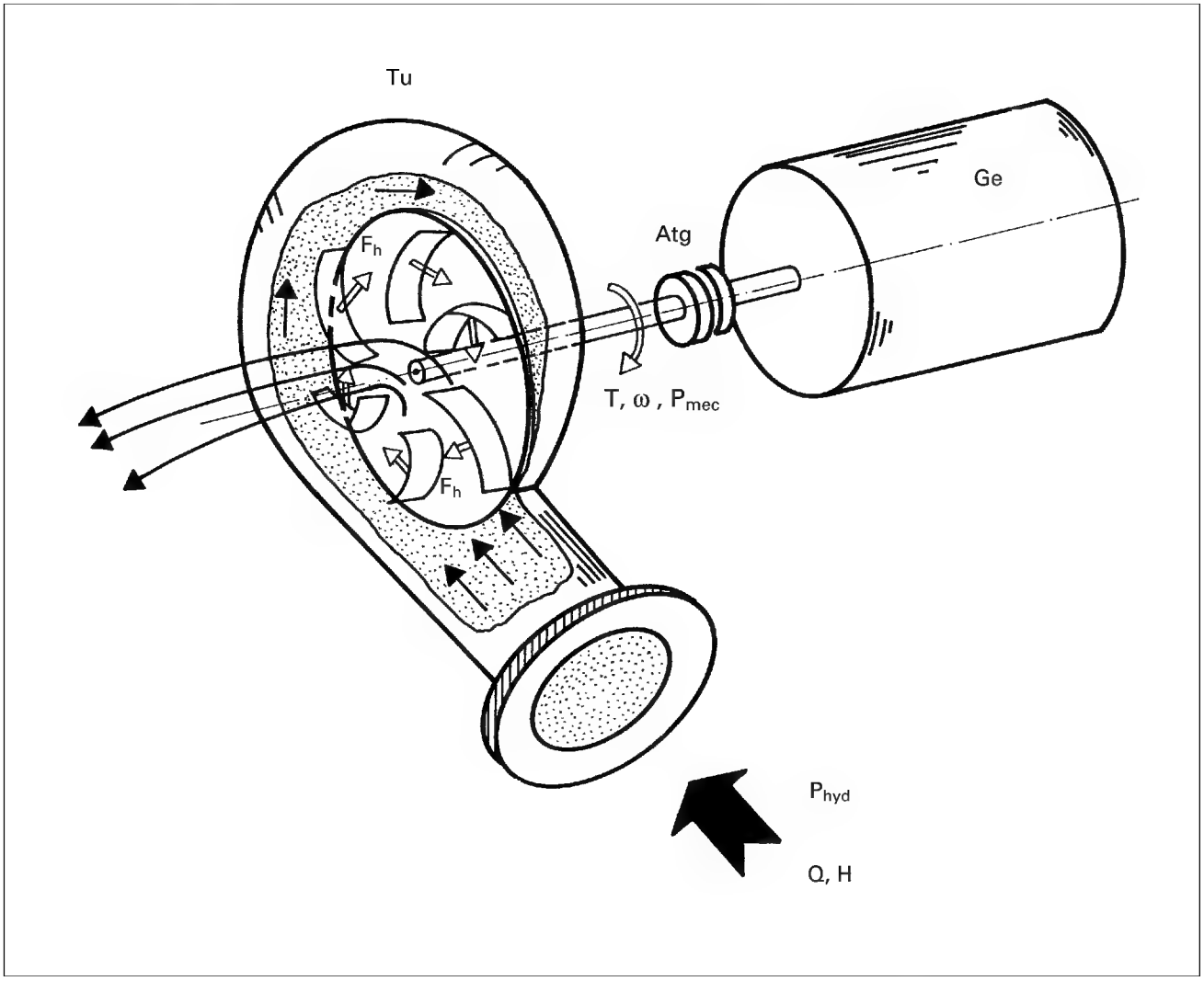


Figure 1.3: Forces, couple, vitesse de rotation et puissance mécanique d'une turbine

Tu: turbine
Ge: générateur
Atg: accouplement turbine-générateur

P_{hyd}: puissance hydraulique (W)
F_h: force hydrodynamique agissant sur une pale de la roue de la turbine
T: couple créé par les forces hydrodynamiques F_h (Nm)
ω: vitesse de rotation (rad/s) (ou n en t/min)

$P_{mec} = \omega \cdot T$: puissance mécanique à l'arbre de la turbine (W)

$\eta_t = P_{mec}/P_{hyd}$: rendement de la turbine

1.4 Conditions d'exploitation d'une turbine dans une petite centrale hydraulique

Fonctionnement normal (figure 1.4.1)

Une turbine travaille habituellement à vitesse de rotation constante, que ce soit pour entraîner directement une machine (scie, moulin, pompe, etc.) ou pour produire de l'électricité.

Dans le cas de la production électrique de courant alternatif en régime îlot, la fréquence, directement proportionnelle à la vitesse de rotation du groupe turbogénérateur, est maintenue à une valeur constante par un régulateur pour assurer un fonctionnement correct des appareils consommateurs.

En marche parallèle, c'est la fréquence du réseau qui détermine la vitesse de rotation de la génératrice.

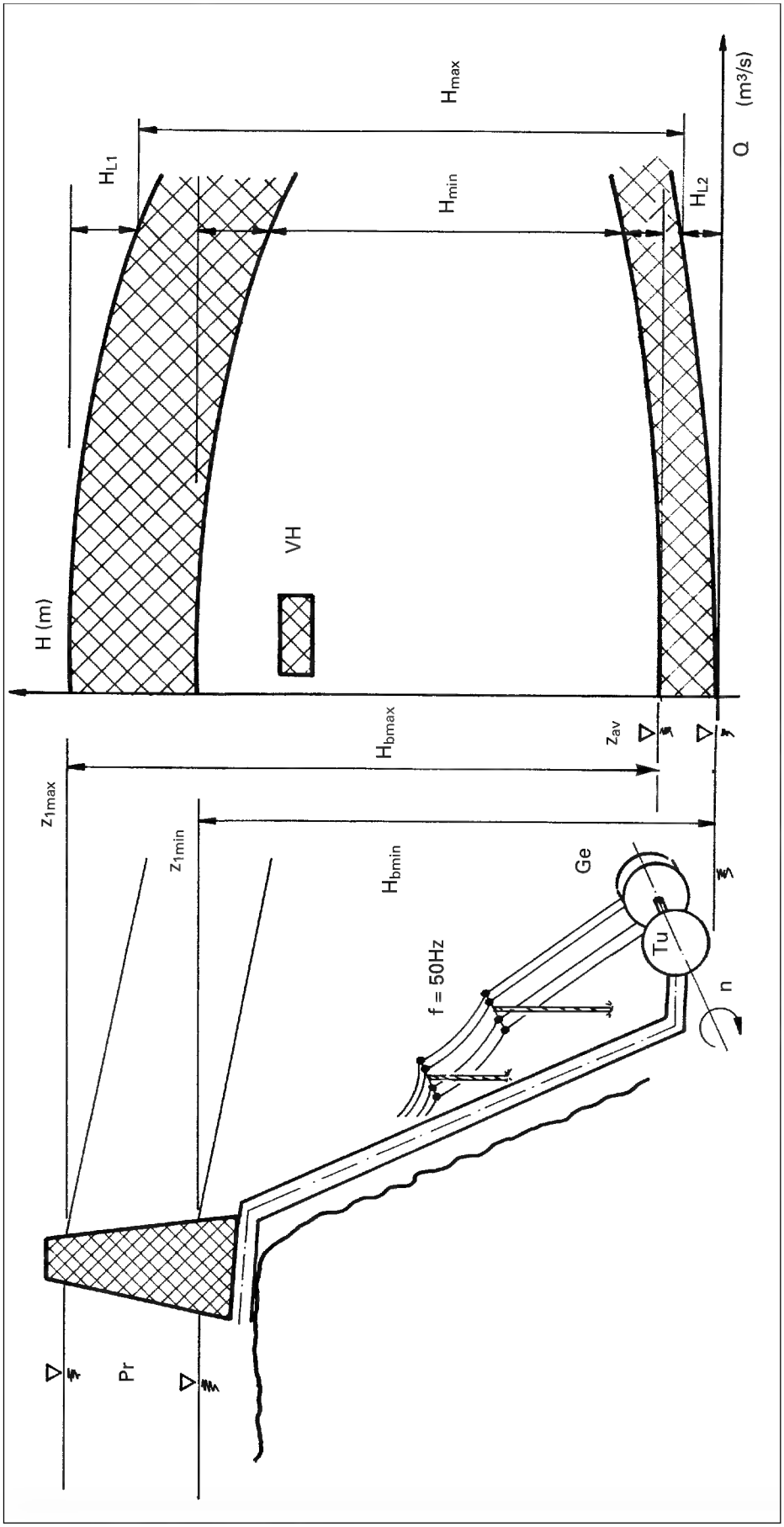


Figure 1.4.1: Plage de fonctionnement d'une turbine

Pr: barrage/prise d'eau
Tu: turbine
Ge: générateur
f: fréquence du réseau électrique (1/s = Hz)
n: vitesse de rotation (t/min)
z_{max}: niveau maximum
z_{min}: niveau minimum
z_{av}: niveau aval
VH: domaine de variation de la chute nette
Q: débit (m³/s)
H_{max}: chute nette max. (m)
H_{min}: chute nette min. (m)
H_{L1}: perte de charge à l'amont de la turbine
H_{L2}: perte de charge à l'aval

Régimes transitoires normaux

Les régimes transitoires peuvent être scindés en deux catégories: **démarrage** (figure 1.4.2) **et arrêt normal** (figure 1.4.3).

Dans les deux cas, cette opération s'effectue par l'ouverture ou la fermeture d'une vanne ou de l'organe de réglage du débit de la turbine (pointeau ou distributeur).

La vitesse de manœuvre de l'organe de réglage sera choisie en fonction des composants et des caractéristiques de l'installation en vue d'éviter des coups de bélier dans la conduite et des intumescences inadmissibles dans le canal d'amenée.

Durant ces opérations, **la turbine est sous contrôle.**

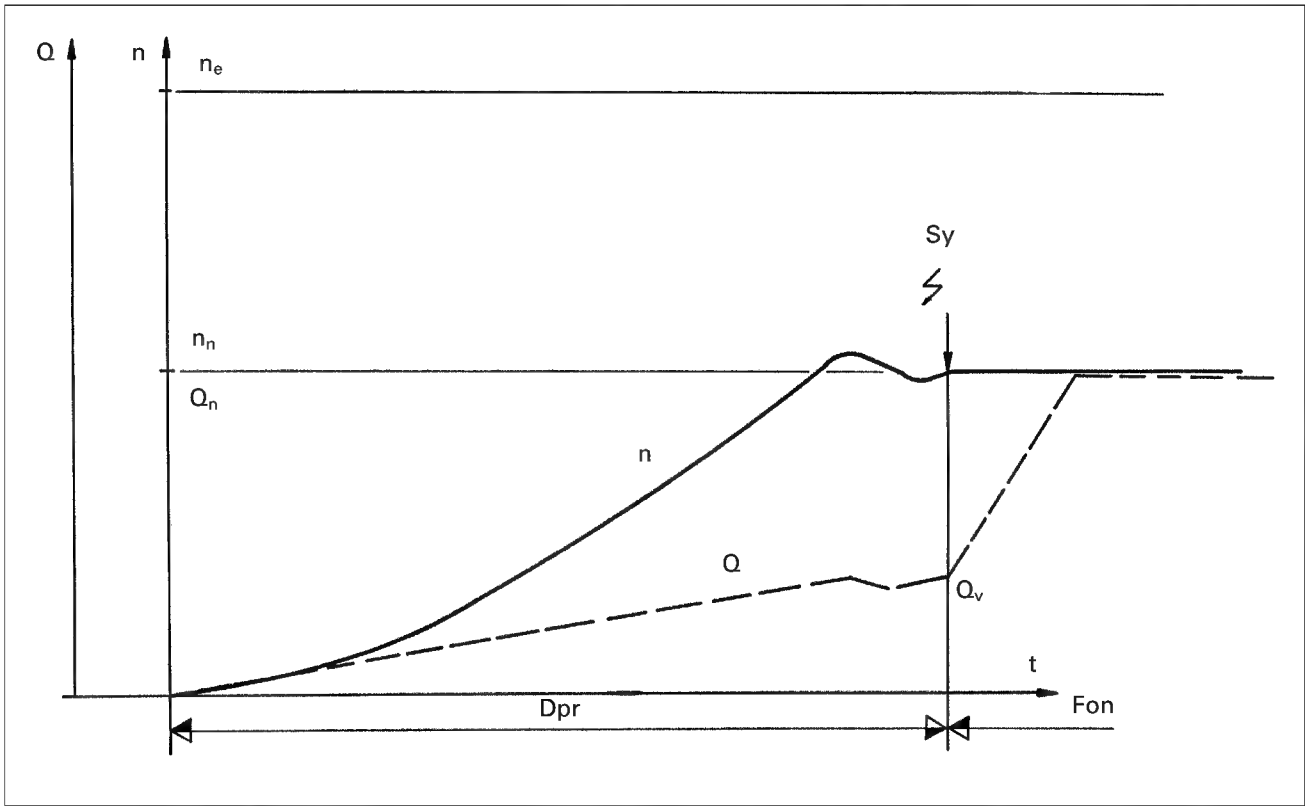


Figure 1.4.2: Variation de la vitesse de rotation et du débit d'une turbine durant la mise en service et le couplage au réseau

t: temps
n: vitesse de rotation
n_n: vitesse nominale
n_e: vitesse d'emballement
Q: débit
Q_v: débit à vide (turbine sans charge à vitesse nominale)
Q_n: débit nominal
Sy: couplage au réseau électrique (synchronisation)
Dpr: démarrage progressif régulé (rampe)
Fon: fonctionnement normal

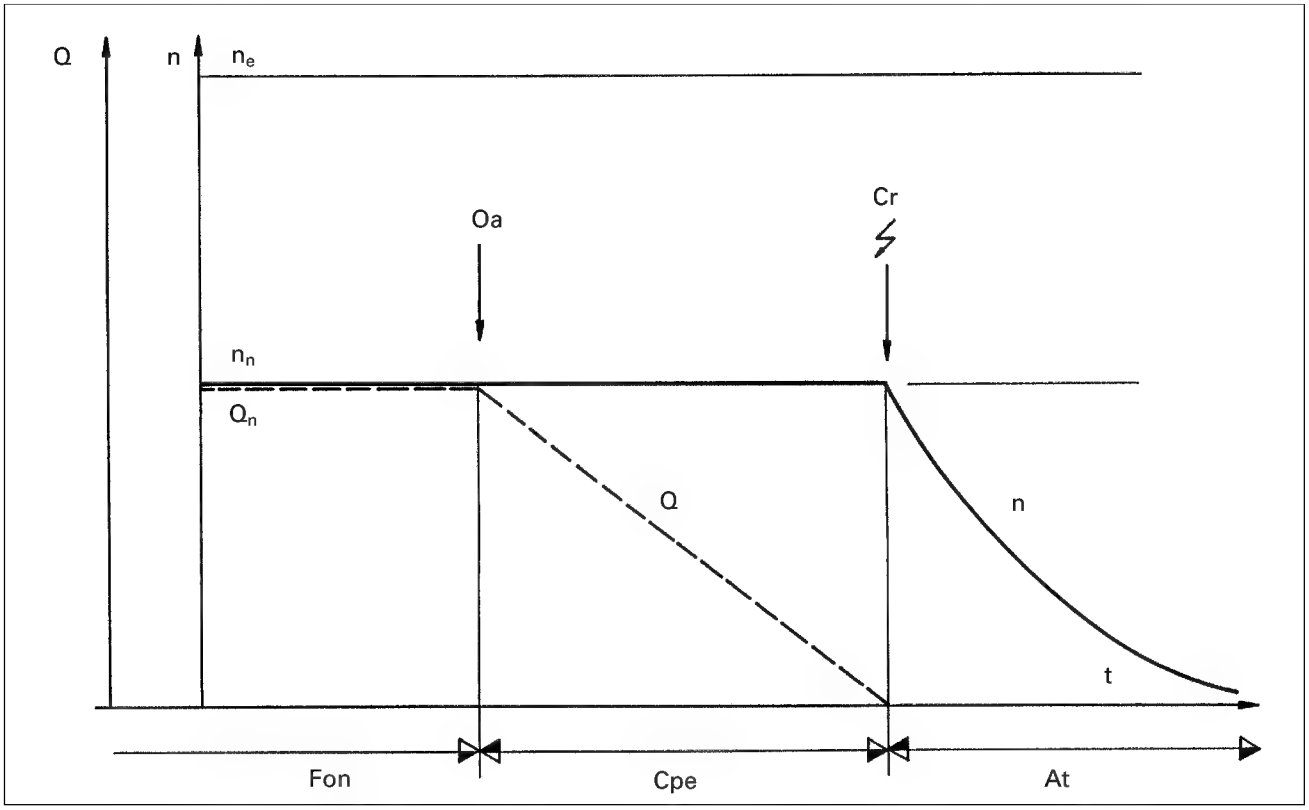


Figure 1.4.3: Arrêt normal d'une turbine
Evolution de la vitesse de rotation et du débit avec le temps

t: temps
n: vitesse de rotation
n_n: vitesse nominale
n_e: vitesse d'emballement
Q: débit
Q_n: débit nominal
Fon: fonctionnement normal
Oa: ordre d'arrêt
Cpe: coupure progressive de l'eau à la turbine
Cr: coupure du réseau électrique
At: arrêt de la turbine

Mise en décharge brusque du groupe turbogénérateur
(figure 1.4.4)

En cas de panne du réseau électrique ou de problème brutal sur les machines (court-circuit dans un bobinage de la génératrice par exemple), le groupe doit être impérativement et immédiatement mis hors service. L'alimentation électrique et la régulation sont interrompues mais l'arrivée d'eau ne peut être coupée rapidement (coup de bélier). Le groupe va donc fonctionner un moment sans être freiné par la génératrice sous la pleine puissance hydraulique.

Sa vitesse va augmenter jusqu'à une valeur maximum dite **survitesse**. Parallèlement, le débit à travers la turbine va se modifier avec la vitesse, augmenter ou diminuer suivant le type de machine, et cette variation peut avoir des conséquences sur les installations.

Suivant les caractéristiques de l'aménagement et les dispositifs de sécurité prévus, la survitesse peut atteindre la **vitesse d'emballement n_e**. La **vitesse d'emballement** est la vitesse maximale qu'une turbine peut atteindre sous une chute donnée lorsqu'elle fonctionne à vide. Elle se situe entre 1.5 et 3.5 fois la vitesse nominale selon le type de turbine (voir § 2.1 et § 3.3).

En cas de mise en décharge brusque du groupe, deux situations peuvent se produire:

1) La durée et la valeur de la survitesse sont limitées par les dispositifs de sécurité de la turbine:
   - vanne de sécurité fermant automatiquement l'amenée d'eau à la turbine;
   - alimentation indépendante fermant le distributeur ou le pointeau de la turbine (moteur électrique avec batterie, contrepoids).

2) En cas de défaillance des dispositifs de sécurité, le groupe n'est plus sous contrôle et tourne à la survitesse maximale (emballement) jusqu'à l'intervention du personnel d'exploitation.

   Son comportement sera dépendant de sa robustesse et des dispositifs de sécurité passive prévus:
   - volant d'inertie destiné à limiter l'accélération et ralentir la variation du débit (prévention du coup de bélier);
   - paliers et joints construits pour fonctionner à la vitesse d'emballement.

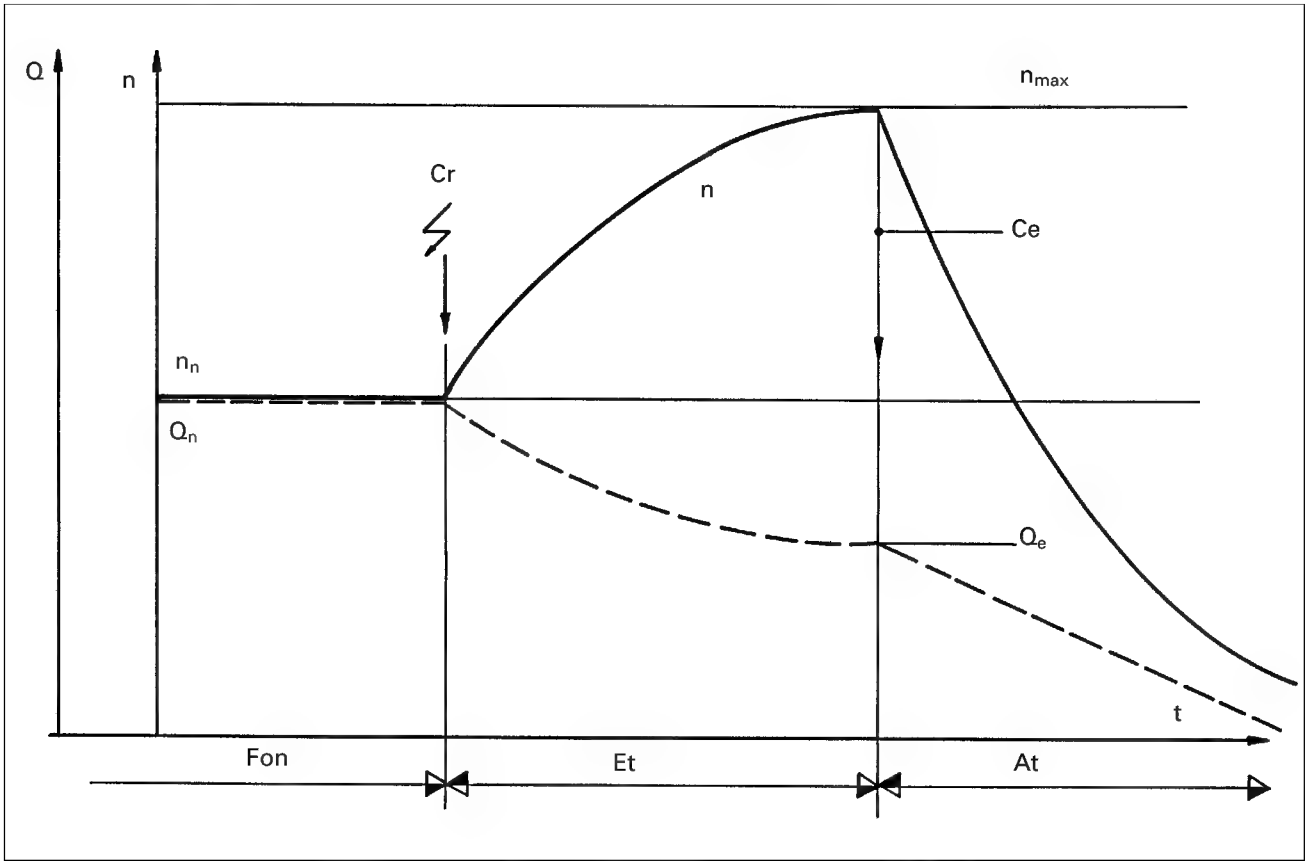


Figure 1.4.4: Arrêt d'urgence d'une turbine
Evolution de la vitesse de rotation et du débit avec le temps

t: temps
n: vitesse de rotation
n_n: vitesse nominale
n_{max}: survitesse maximum
Q: débit
Q_n: débit nominal
Q_e: débit d'emballement
Fon: fonctionnement normal
Cr: coupure ou panne de réseau
Et: emballement du groupe, turbine à ouverture constante
Ce: début coupure de l'eau
At: arrêt du groupe par fermeture progressive d'une vanne ou du distributeur de la turbine

1.5 Courbes caractéristiques d'une turbine

1.5.1 Essais sur modèles réduits

Pour pouvoir prédire le comportement d'une turbine pour les différentes conditions d'exploitation décrites sous le § 1.4, les constructeurs établissent, à l'aide d'essais sur modèles, les courbes caractéristiques valables pour une turbine de formes données.

Les courbes caractéristiques d'un modèle de turbine sont mesurées sur un banc d'essais, chez le constructeur ou dans un laboratoire spécialisé (école d'ingénieurs ou université).

Lorsque le constructeur réalise une machine en vraie grandeur, qui sera de forme identique au modèle, les courbes de fonctionnement, ou courbes caractéristiques, de ce dernier sont converties pour la turbine fabriquée à l'aide des lois de similitude décrites plus loin.

Un banc d'essai, utilisé pour des essais de modèles de turbines, est représenté schématiquement à la figure 1.5.1.

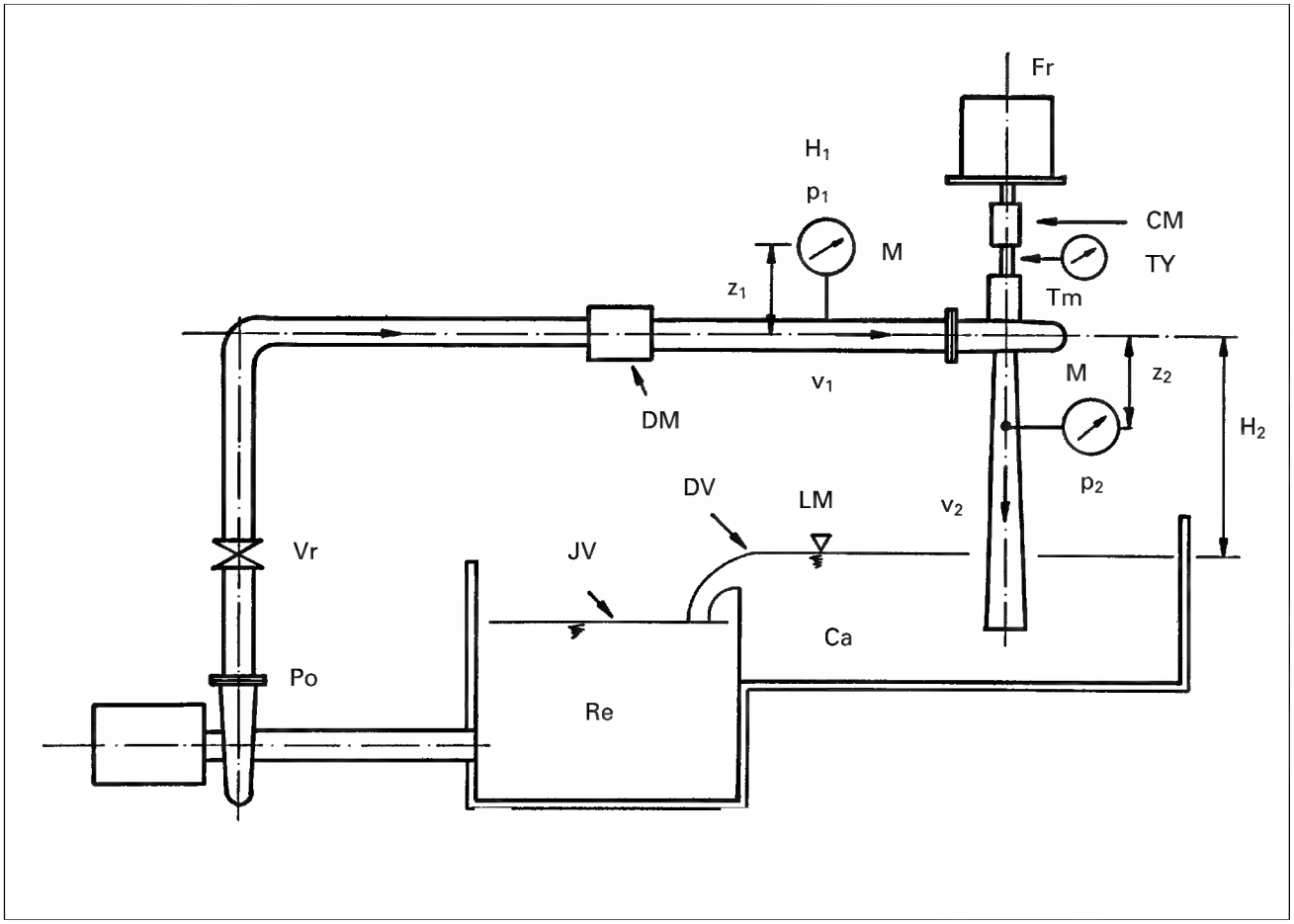


Figure 1.5.1: Schéma de principe d'un banc d'essai pour modèles de turbines hydrauliques

Composants:
Po: pompe d'alimentation créant la chute H
Vr: vanne de réglage
Tm: turbine modèle
Fr: générateur/frein
Ca: canal
Re: réservoir

Mesures:
- du débit par: jaugeage volumétrique JV
  ou déversoir DV
  ou débitmètre DM
- du niveau par: limnimètre LM
- de la pression par: manomètre M
- de la vitesse de rotation par: tachymètre TY
- du couple par: couplemètre ou dynamomètre CM

1.5.2 Courbes caractéristiques à vitesse constante

Le fonctionnement normal d'une turbine est à vitesse constante.

Il est donc naturel de présenter les courbes caractéristiques pour ce cas de fonctionnement.

Pour la mesure, la turbine travaille à une ouverture A fixe du distributeur ou du pointeau de réglage du débit, et l'opérateur varie le débit de la turbine par réglage de la pompe d'alimentation ou de la vanne du banc d'essai.

Ce qui donne les courbes (chute-débit, rendement-débit, puissance-débit) représentées à la figure 1.5.2.a.

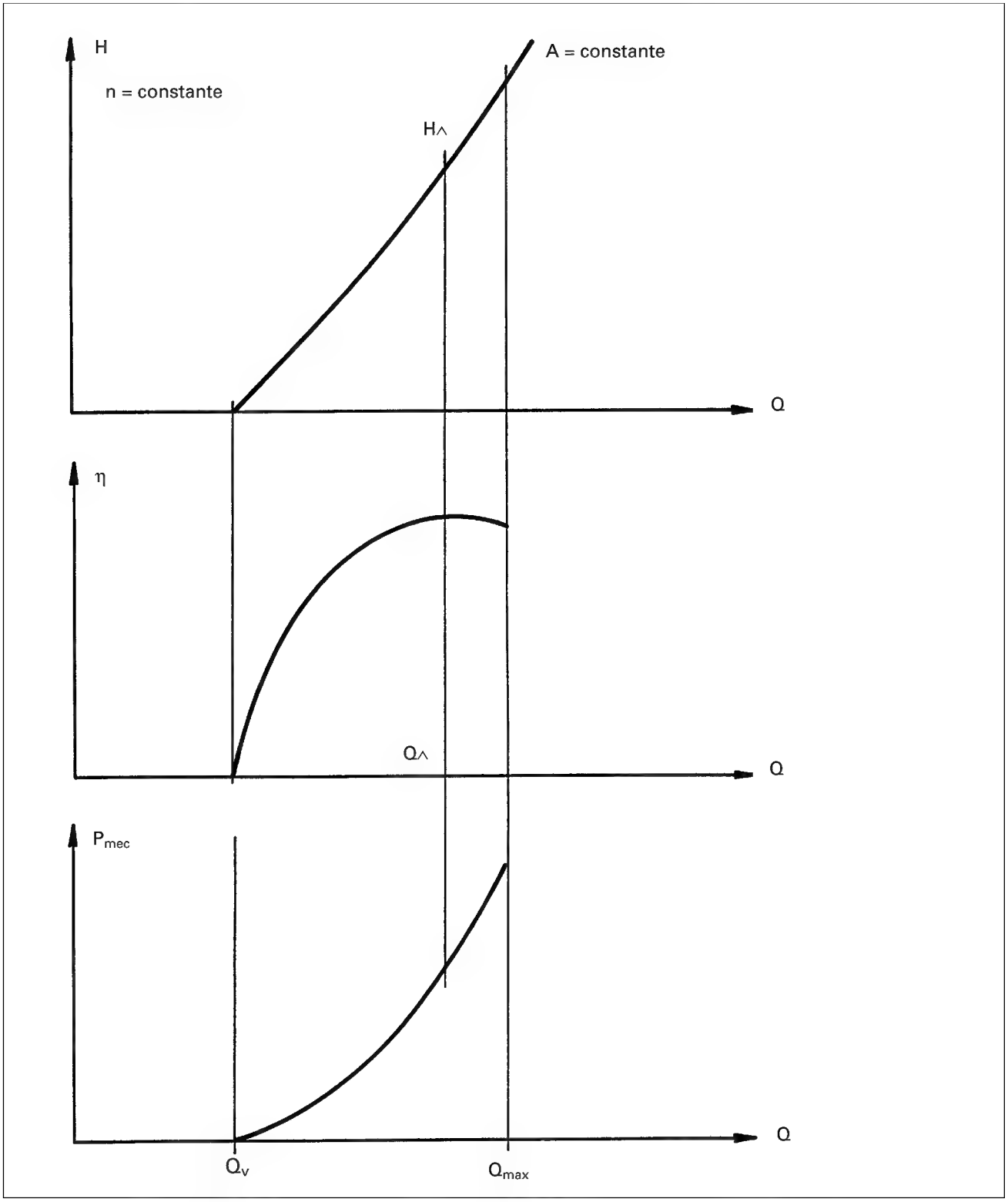


Figure 1.5.2.a : Courbes caractéristiques d'une turbine à vitesse de rotation et ouverture constantes

Q :	débit	Q_v :	débit à vide
		Q_{max} :	débit maximum
		Q∧ :	débit à rendement maximum
H :	chute nette	H∧ :	chute à rendement maximum
η :	rendement		
P_{mec} :	puissance à l'arbre de la turbine		
A :	position fixe de l'organe de réglage du débit		

Une série d'essais pour différentes ouvertures de la turbine permet de construire la **colline des rendements** H - Q (coordonnées dimensionnelles), représentée à la figure 1.5.2.b.

Il s'agit d'un diagramme topographique où chaque ligne représente un niveau de rendement constant.

Les coordonnées H (chute en m) et Q (débit en m^3/s) seront ensuite converties sous une forme adimensionnelle, H devenant ψ et Q devenant φ.

Les coefficients ψ et φ seront définis dans le § 1.6.3.

L'abaque ψ - φ permet, à partir des essais sur modèle, de déterminer les courbes caractéristiques et les rendements de toutes les grandeurs de turbines ayant la même forme géométrique que le modèle.

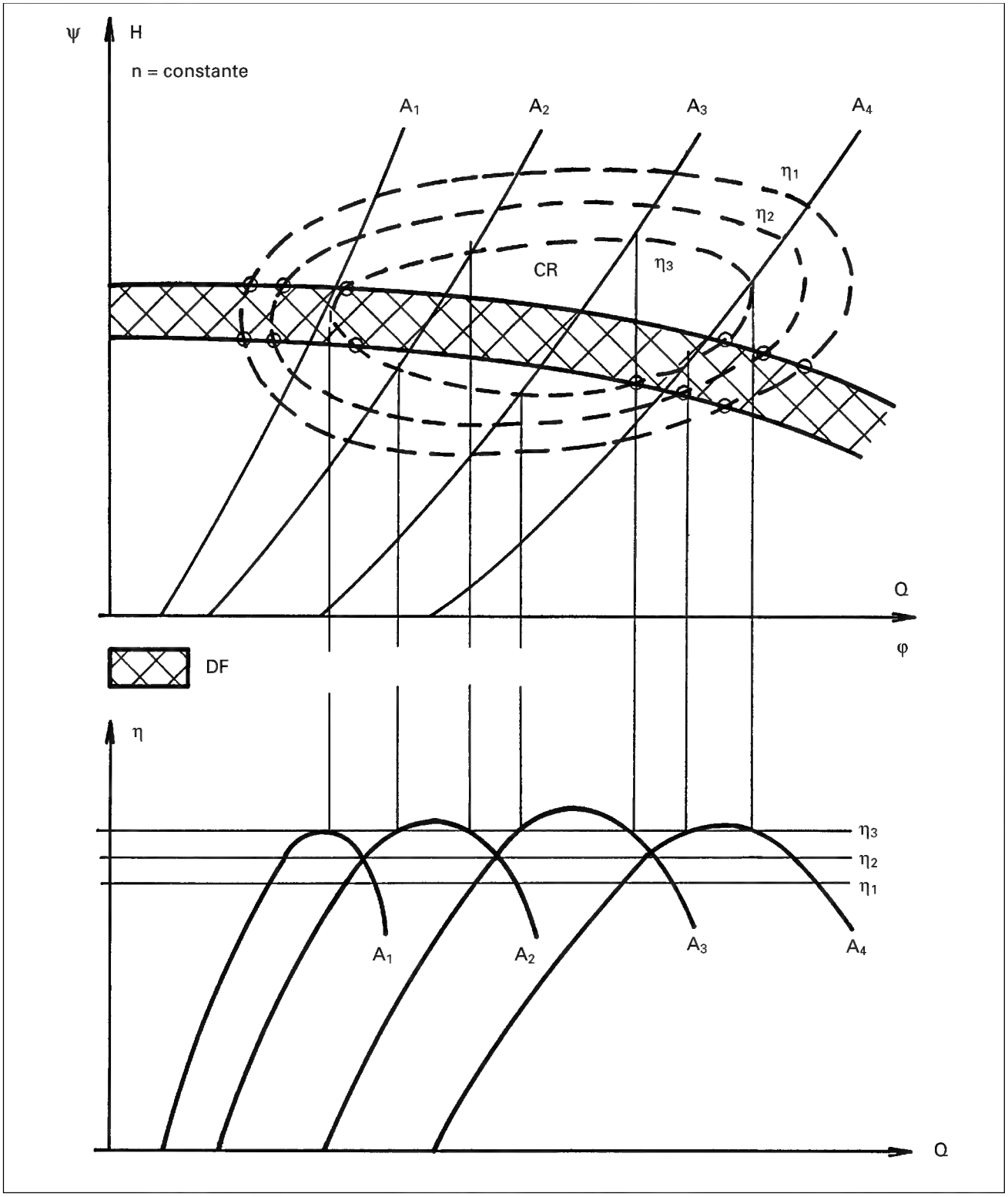


Figure 1.5.2.b : Courbes caractéristiques d'une turbine à vitesse de rotation constante et différentes ouvertures géométriques de la turbine – Colline des rendements

DF : domaine de fonctionnement de la turbine (caractéristiques de l'aménagement)
A : position fixe de l'organe de réglage du débit
H : chute nette
Q : débit
η : rendements
CR : colline des rendements
ψ : coefficient d'énergie
φ : coefficient de débit

1.5.3 Courbes caractéristiques à vitesse variable

Pour connaître le comportement de la turbine pendant les régimes transitoires (démarrage, mise en décharge brusque et emballement), il est utile d'en connaître les courbes caractéristiques à vitesse variable.

Dans ce cas, l'essai est réalisé sous une chute constante, une ouverture de turbine constante et un débit et une vitesse de rotation variables.

Les paramètres obtenus sont les suivants, en fonction de la vitesse de rotation n (voir figure 1.5.3a) :
- débit Q (utile pour calcul du coup de bélier à l'emballement) ;
- rendement η ;
- couple sur arbre turbine (utile pour calculer l'accélération du groupe et dimensionner le volant d'inertie).

De manière similaire aux courbes Q - H, ces courbes sont réunies sous forme d'abaque avec une colline des rendements.

Pour rendre ces courbes utilisables pour toute grandeur de turbine et toute hauteur de chute, les échelles sont converties sous une forme unitaire:
- le débit Q devient débit unitaire Q_{11}
- la vitesse n devient vitesse de rotation unitaire n_{11}
- le couple T devient couple unitaire T_{11}

Définition de ces coefficients : voir § 1.6.3.

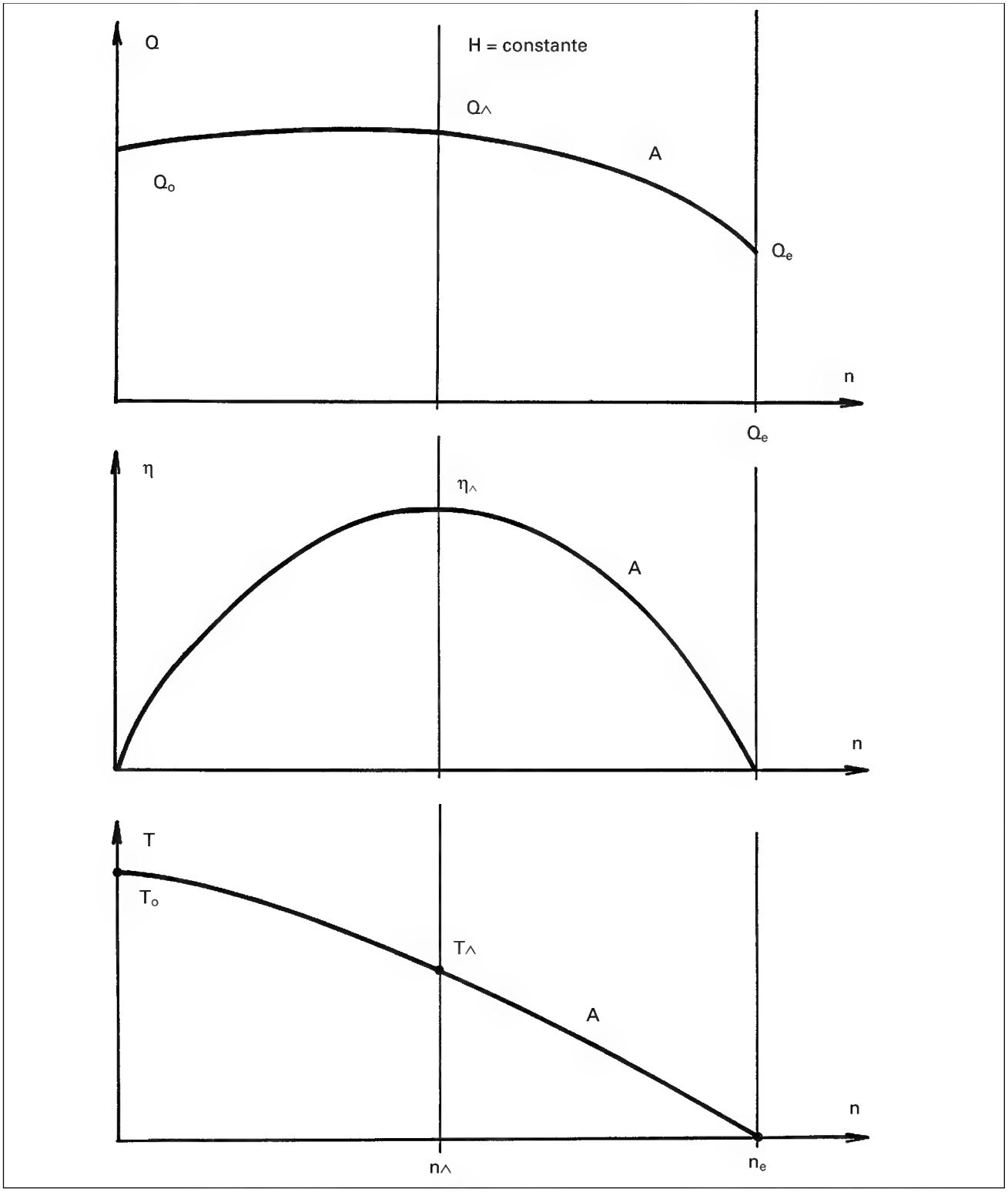


Figure 1.5.3.a : Courbes caractéristiques d'une turbine sous chute constante, ouverture géométrique constante et vitesse de rotation variable

Q : débit
A: position fixe de l'organe de réglage du débit
η : rendement
T : couple
n : vitesse de rotation
Q∧, η∧, n∧ : valeurs à rendement maximum
n_e, Q_e : valeurs à l'emballement
Q_o, T_o : valeurs roue de la turbine bloquée

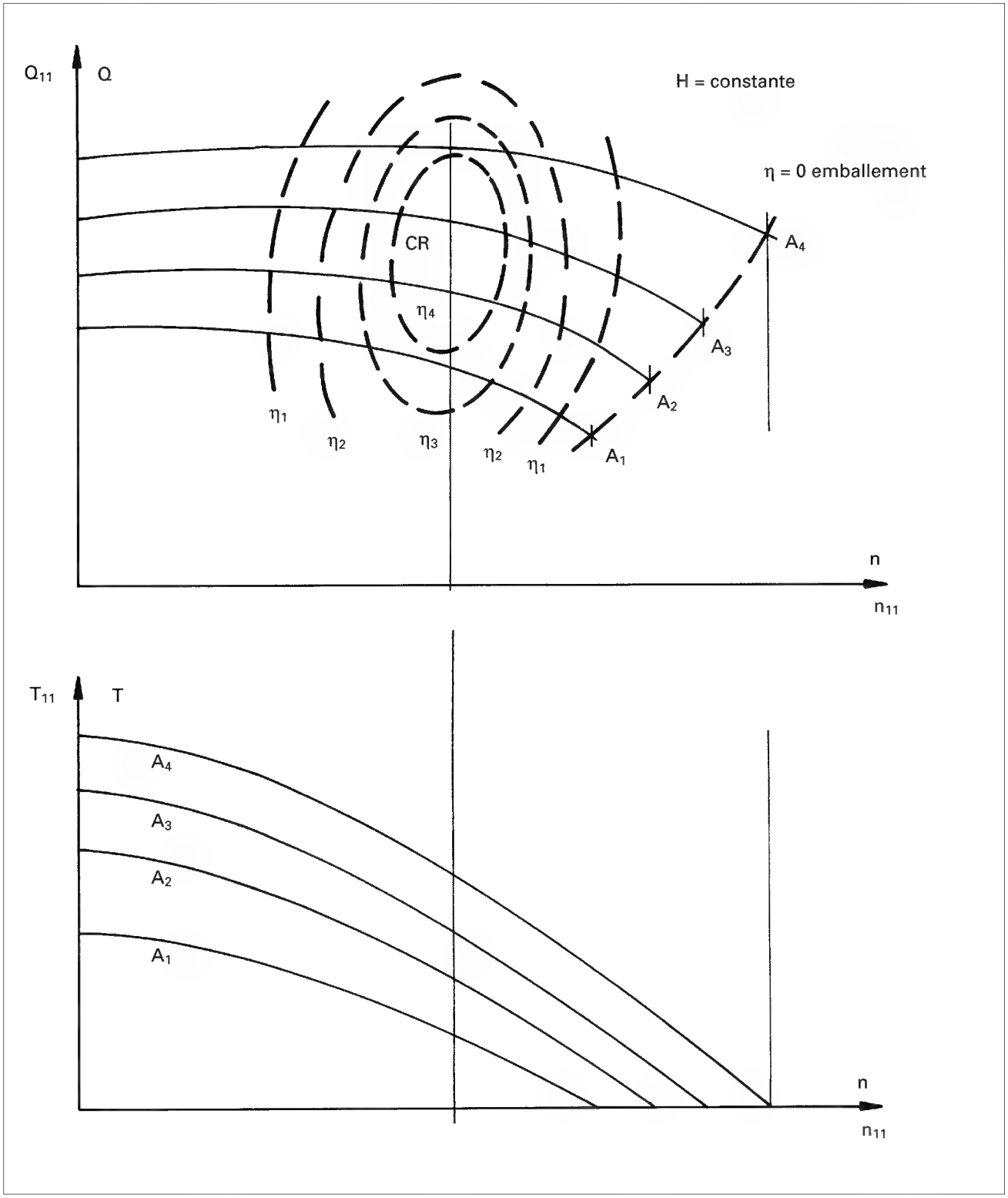


Figure 1.5.3.b: Courbes caractéristiques d'une turbine sous chute constante et vitesse de rotation variable pour différentes ouvertures géométriques de la turbine

A: position fixe de l'organe de réglage du débit
Q: débit
n: vitesse de rotation
T: couple à l'arbre
Q_{11}, T_{11}, n_{11}: valeurs unitaires
CR: colline des rendements

1.6 Lois de similitude

1.6.1 Changement des caractéristiques de fonctionnement d'une turbine donnée

Une turbine de dimensions connues travaille sous une chute variable avec une ouverture géométrique donnée. Les relations entre les différents paramètres sont les suivantes:

chute (m)	H_1	H_2
débit (m^3/s)	Q_1	$Q_2 = Q_1 \sqrt{\frac{H_2}{H_1}}$
vitesse de rotation (t/min)	n_1	$n_2 = n_1 \sqrt{\frac{H_2}{H_1}}$
couple (Nm)	T_1	$T_2 = T_1 \cdot \frac{H_2}{H_1}$
puissance (W ou kW)	P_1	$P_2 = P_1 \cdot \frac{H_2^{1,5}}{H_1^{1,5}}$

A l'aide de ces formules, il est possible de calculer les nouvelles caractéristiques d'une turbine construite pour un site donné et déplacée sur un autre, de chute différente. Ce cas peut se produire lors de l'achat d'une turbine d'occasion.

Exemple

Achat d'une turbine Kaplan ayant les données suivantes sur sa plaque signalétique:

n = 600 t/min
H = 4.50 m
Q = 2.0 m^3/sec
Puissance à l'arbre: P = 75 kW

L'acheteur aimerait installer cette machine sur un site avec une chute plus faible :

H = 3.50 m

Le nouveau débit sera $Q = 2 \cdot \sqrt{\frac{3,5}{4,5}} = 1.76\,m^3/sec$

La puissance sera réduite à $P = 75 \cdot \left(\frac{3,5}{4,5}\right)^{1,5} = 51\,kW$

Nouvelle vitesse de rotation : $n = 600 \cdot \sqrt{\frac{3,5}{4,5}} = 529\,t/min$

Cette turbine ne pourra pas être utilisée avec l'ancienne génératrice.

Etant donné que sa vitesse de rotation n'est pas en correspondance avec la fréquence du réseau (fraction de 50 Hz ou de 3000 t/min), la génératrice devra être entraînée par un réducteur ou une transmission par courroie.

1.6.2 Changement des caractéristiques et de la taille d'une turbine

Les lois de similitude de l'hydraulique permettent de démontrer que les turbines peuvent être classées en fonction de leur forme géométrique, indépendamment de leur taille.

C'est ainsi qu'il est possible, à partir d'un modèle réduit, de connaître les performances de toutes les turbines de forme géométriquement semblables au modèle.

Les caractéristiques de fonctionnement sont directement dépendantes d'un diamètre de référence mesuré sur la roue de la turbine.

Modèle : diamètre de référence D_m

Exécution : diamètre de référence D

Rapport des chutes : $\frac{H}{H_m} = \left(\frac{n}{n_m}\right)^2 \cdot \left(\frac{D}{D_m}\right)^2$

Rapport des débits : $\frac{Q}{Q_m} = \left(\frac{n}{n_m}\right) \cdot \left(\frac{D}{D_m}\right)^3$

Rapport des couples: $\frac{T}{T_m} = \left(\frac{n}{n_m}\right)^2 \cdot \left(\frac{D}{D_m}\right)^5$

Rapport des puissances: $\frac{P}{P_m} = \left(\frac{n}{n_m}\right)^3 \cdot \left(\frac{D}{D_m}\right)^5$

Le **rendement** d'une turbine pourra varier de quelques pourcents entre un modèle et son exécution en grandeur réelle.

Il ne suit pas une loi de similitude bien définie, mais peut être estimé à partir de formules empiriques présentées, en particulier, dans les normes régissant les essais de réception.

Les différences sont influencées par:

- le rapport des dimensions entre modèle et exécution;
- la qualité de la fabrication (respect des formes, précision et qualité de la finition);
- les conditions d'exploitation (chute, débit, vitesse de rotation).

Le rendement garanti restera donc toujours du domaine de responsabilité du constructeur.

1.6.3 Paramètres unitaires et adimensionnels

Sous § 1.5.2, il a été mentionné que la chute H et le débit étaient habituellement convertis en chiffres adimensionnels ψ et φ, tenant compte des lois de similitude.

Leur définition est la suivante:

Coefficient d'énergie (sans unité)

$$\psi = \frac{8 \cdot g \cdot H}{\omega^2 \cdot D^2}$$

Coefficient de débit (sans unité)

$$\varphi = \frac{8 \cdot Q}{\pi \cdot \omega \cdot D^3}$$

De même pour les coefficients cités sous 1.5.3, sous forme unitaire.

Débit unitaire

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{H}} \qquad \left(m^{1/2}/s\right)$$

= débit d'une turbine de 1 m de diamètre fonctionnant sous une chute de 1 m.

Vitesse de rotation unitaire

$$n_{11} = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}} \qquad \left(m^{1/2} \cdot t/min\right)$$

= vitesse de rotation d'une turbine de 1 m de diamètre fonctionnant sous une chute de 1 m.

Couple unitaire

$$T_{11} = \frac{T}{D^3 \cdot H} \qquad \left(N/m^3\right)$$

= couple d'une turbine de 1 m de diamètre fonctionnant sous une chute de 1 m.

Avec:
H = chute nette (m)
g = accélération de la pesanteur = 9.81 m/s²
ω = vitesse de rotation (rad/s)
n = vitesse de rotation (t/min.) avec $\omega = \Pi \cdot n/30$
D = diamètre de référence de la turbine (m)
Q = débit (m³/s)
T = couple (Nm)

Les deux types de représentation (unitaire ou adimensionnelle) peuvent se retrouver dans la littérature ou dans la documentation des fabricants de turbines.

1.7 Classification des turbines – Vitesse spécifique

Les différents types de turbines sont classés en fonction d'un seul paramètre, dérivé des lois de similitude, la **vitesse spécifique.**

Il en existe plusieurs définitions, qui peuvent encore toutes se retrouver dans la littérature ou dans la documentation des fabricants.

1. Vitesse spécifique Ns

Vitesse de rotation, en t/min, d'une turbine travaillant sous une chute de 1 m et délivrant une puissance de 1 kW.

$$Ns = n \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}}$$

Cette formule a pour inconvénient que le rendement de la turbine est inclus dans la puissance P.

Anciennement, et peut être encore aujourd'hui chez certains fabricants, P est indiqué en CV (1 CV = 0,736 kW)

$$Nsa = n \cdot \frac{P_{cv}^{1/2}}{H^{5/4}} = 1.166\,Ns$$

2. Vitesse spécifique n_q

Vitesse de rotation, en t/min, d'une turbine travaillant sous une chute de 1 m avec un débit de 1m³/s

$$n_q = n \cdot \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

conversion: $Ns = 3{,}13 \cdot \sqrt{\eta} \cdot n_q \cong 3{,}0 \cdot n_q$

3. Vitesse spécifique ν

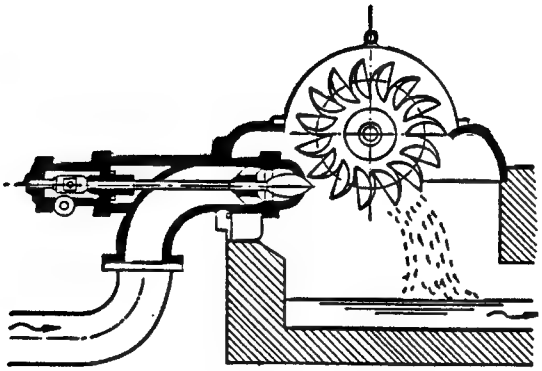
$$\nu = \omega \frac{(Q/\pi)^{1/2}}{(2 \cdot g \cdot H)^{3/4}} = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}} \quad \text{(sans dimensions)}$$

ν est un chiffre équivalent à n_q, mais sans dimensions

$\nu = 0.00634 \cdot n_q$

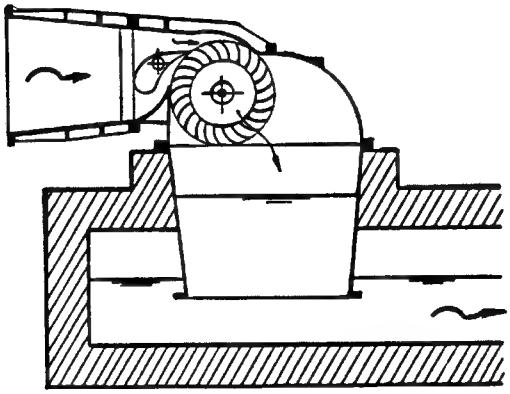
Unités: H (m)
Q (m^3/s)
n (t/min)
P (kW)
ω (rad/s)

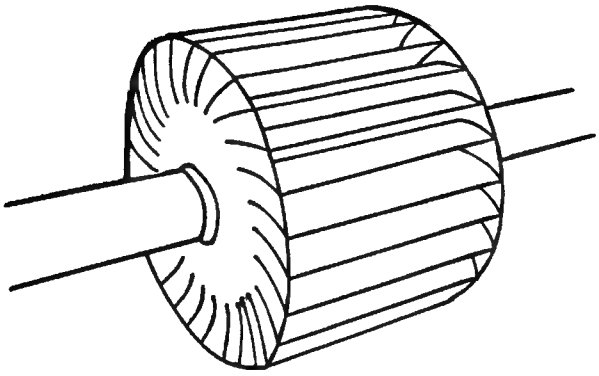
1.8 Résumé des principaux types de turbines et de leur domaine d'application



Turbine PELTON

Q petit — N_s = 6 60
H grand — n_q = 2 20
ν = 0.01 0,11

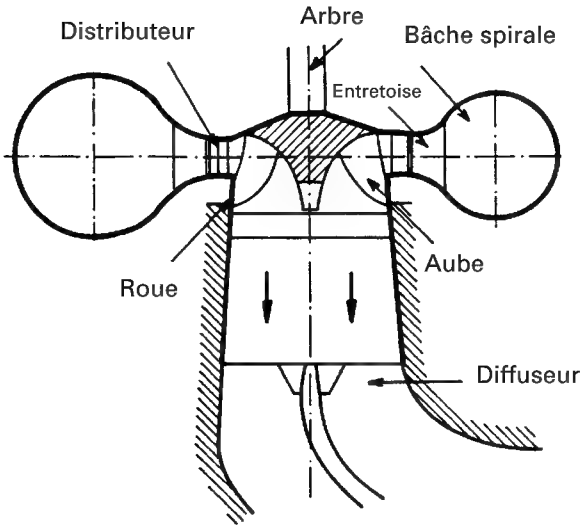


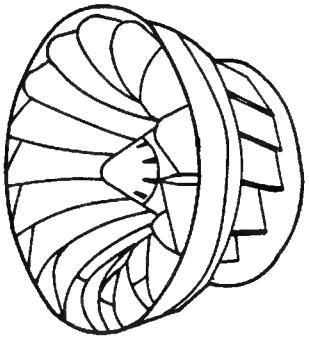


Turbine CROSSFLOW

Q petit à moyen — N_s = 30 210
H moyen à petit — n_q = 10 70
ν = 0,06 0,45

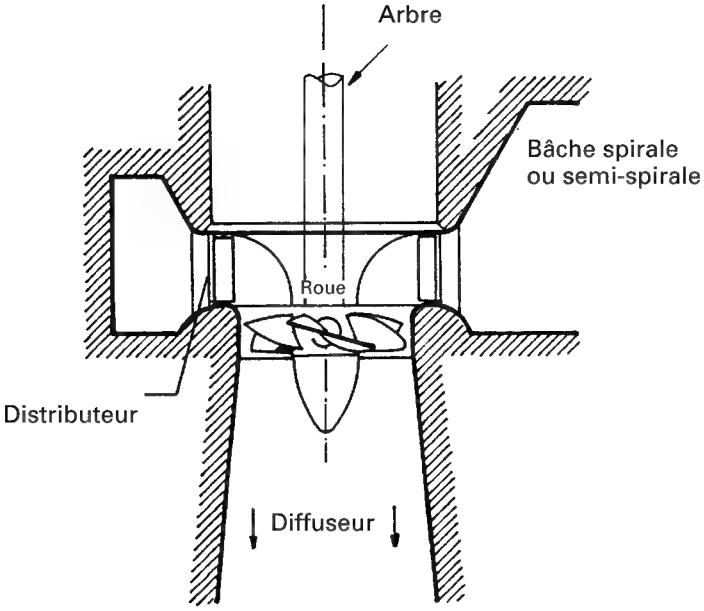
Figure 1.8.1: Turbines à action

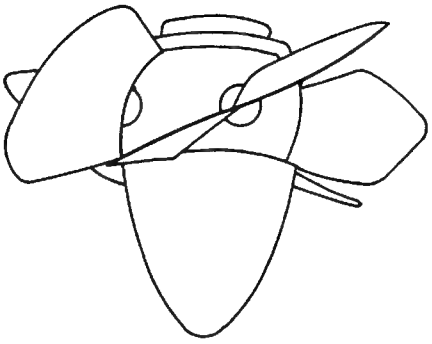




Turbine FRANCIS

Q moyen	N_s = 50 350
H moyen	n_q = 16 120
	ν = 0,1 0,75

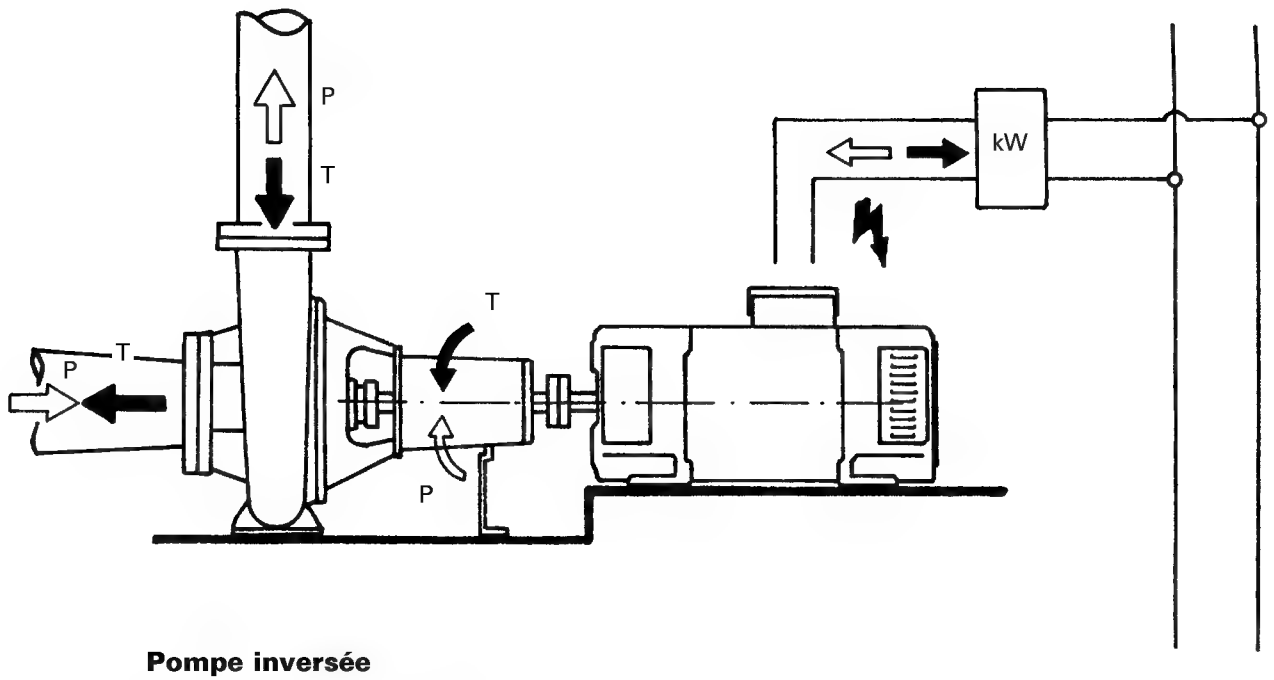




Turbine KAPLAN

Q grand	N_s = 200 950
H petit	n_q = 65 300
	ν = 0,4 2,0

Figure 1.8.2: Turbines à réaction



Pompe inversée

P: fonctionnement en pompe
T: fonctionnement en turbine

Q faible à moyen	N_s = 15.... 300
H grand à moyen	n_q = 5 100
	ν = 0,032 0,634

Figure 1.8.2: Turbines à réaction

2. Turbines à action

2.1	**Principe de fonctionnement**	44
2.2	**Turbine Pelton**	48
2.3	**Turbine Crossflow**	52

2.1 Principe de fonctionnement

Un jet libre agit sur des augets ou des aubes profilées placées sur la périphérie d'une roue (action).

Ce jet exerce une force sur l'auget en mouvement de rotation, qui est transformée en couple et puissance mécanique sur l'arbre de la turbine.

La turbine à action est caractérisée par le fait que l'énergie à disposition de l'aubage est entièrement sous forme d'énergie cinétique. L'échange d'énergie entre l'eau et l'aubage a lieu à pression constante, généralement la pression atmosphérique. La roue de la turbine est dénoyée et tourne dans l'air.

La figure 2.1.a présente schématiquement une turbine à action et ses paramètres de fonctionnement.

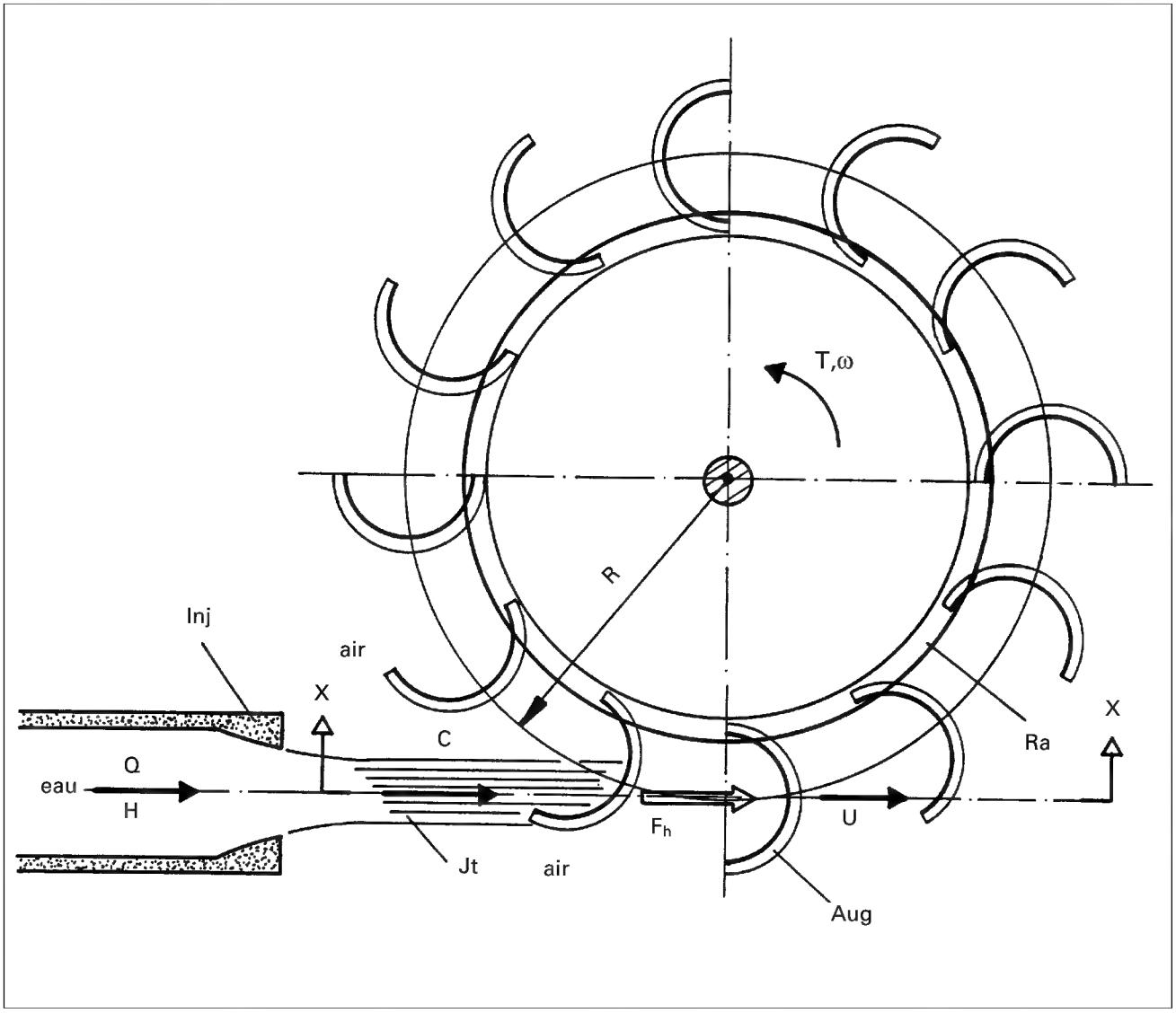


Figure 2.1.a: Schéma d'une turbine à action avec ses paramètres de fonctionnement

Composants:
Inj: injecteur
Jt: jet d'eau
Ra: roue de la turbine
Aug: auget ou aube profilée

Paramètres:
Q: débit (m^3/s)
H: chute nette (m)
$E = gH$: énergie massique nette (J/kg)
$C \cong (2gH)^{1/2}$ vitesse de l'eau du jet (m/s)
R: rayon de la roue tangent au jet (m)
$U = \omega R$: vitesse périphérique de la roue à l'auget (m/s)
F_h: force hydrodynamique du jet sur l'auget (N)
$T = R \cdot F_h =$ couple sur l'arbre (Nm)
ω: vitesse de rotation (rad/s)

La figure 2.1.b présente les trois cas de fonctionnement principaux de ce type de turbine, soit:

1. roue bloquée, couple environ le double du couple nominal;
2. roue en régime de fonctionnement normal, vitesse périphérique de la roue selon la théorie 50% de la vitesse du jet, en pratique 45 à 48%;
3. roue à l'emballement, vitesse de rotation selon la théorie 2 fois la vitesse nominale; en pratique 1.8 fois.

Remarque:
- la vitesse de l'eau dans le jet ne dépend que de la chute;
- le débit est calculé à partir de la section du jet et de la vitesse de l'eau;
- le débit est indépendant de la vitesse de rotation de la turbine. Il ne dépend que de l'injecteur. En cas d'emballement, il reste constant.

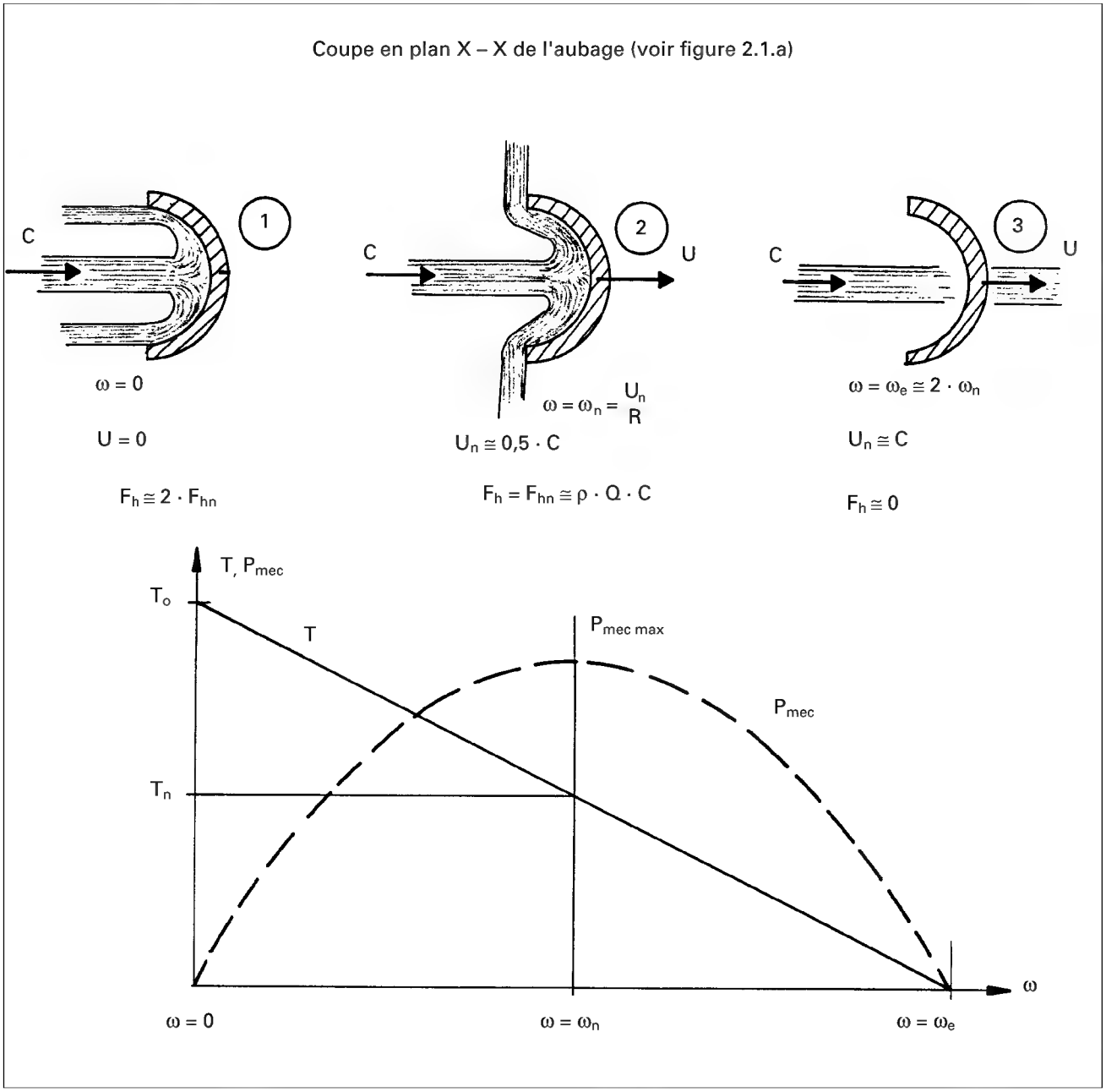


Figure 2.1.b: Cas de fonctionnement d'une turbine à action

1. Roue bloquée
2. Roue en fonctionnement nominal
3. Roue à l'emballement

Vitesse de rotation	Couple	Puissance
$\omega = 0$	$T_o \cong 2 \cdot T_n$	$P_{mec} = 0$
$\omega = \omega_n$	$T = T_n$	$P_{mec} = \max$
$\omega_e = 1.8\ \omega_n$	$T = 0$	$P_{mec} = 0$

Relations:

Couple: $T = T_n \cdot \left(2 - \frac{\omega}{\omega_n}\right)$ Puissance: $P_{mec} = \omega \cdot T$

2.2 Turbine Pelton

La turbine Pelton est constituée par une roue à augets qui est mise en mouvement par un jet d'eau provenant d'un injecteur.

Les augets sont profilés pour obtenir un rendement maximum tout en permettant à l'eau de s'échapper sur les côtés de la roue. Ils comportent une échancrure qui assure une pénétration progressive optimale du jet dans l'auget. L'injecteur est conçu pour produire un jet cylindrique aussi homogène que possible avec un minimum de dispersion.

Une turbine Pelton peut être équipée de plusieurs injecteurs, jusqu'à 6. Le débit est réglable à l'aide d'un pointeau mobile à l'intérieur de l'injecteur, qui est déplacé par un servomoteur hydraulique ou électrique. Ce pointeau est asservi à la régulation de la turbine.

La turbine Pelton comporte aussi dans la majorité des cas un déflecteur qui se place rapidement entre l'injecteur et la roue pour dévier le jet, ceci pour éviter l'emballement de la turbine en cas de déclenchement brusque de la génératrice.

Ce déflecteur est souvent manœuvré par un ressort ou un contrepoids qui permet sa mise en action sans nécessiter de source d'énergie extérieure.

Ces différents organes sont placés dans un bâti, ou bâche posée sur le canal de fuite de la turbine.

Etant donné que la roue de la turbine tourne dans l'air, les joints d'arbre n'ont pas à être étanches à la pression, mais doivent simplement éviter que l'eau ne sorte de la bâche. Ils sont constitués par des disques qui centrifugent les gouttelettes d'eau infiltrées dans un boîtier relié à la sortie de la turbine.

La figure 2.2.a donne une vue schématique d'une roue Pelton avec deux injecteurs. Les paramètres principaux, permettant de déterminer le diamètre de la roue et le nombre de jets, y sont indiqués.

La figure 2.2.b présente les composants principaux d'une turbine Pelton horizontale à un jet.

En vue de diminuer le nombre de pièces mécaniques, la roue Pelton peut être fixée directement en bout d'arbre de la génératrice (turbine monobloc).

La figure 2.2.c montre une turbine de ce type à axe vertical et dotée de 5 jets.

La turbine Pelton a pour avantages un très bon rendement sur toute la plage des débits, ainsi que sa simplicité mécanique.

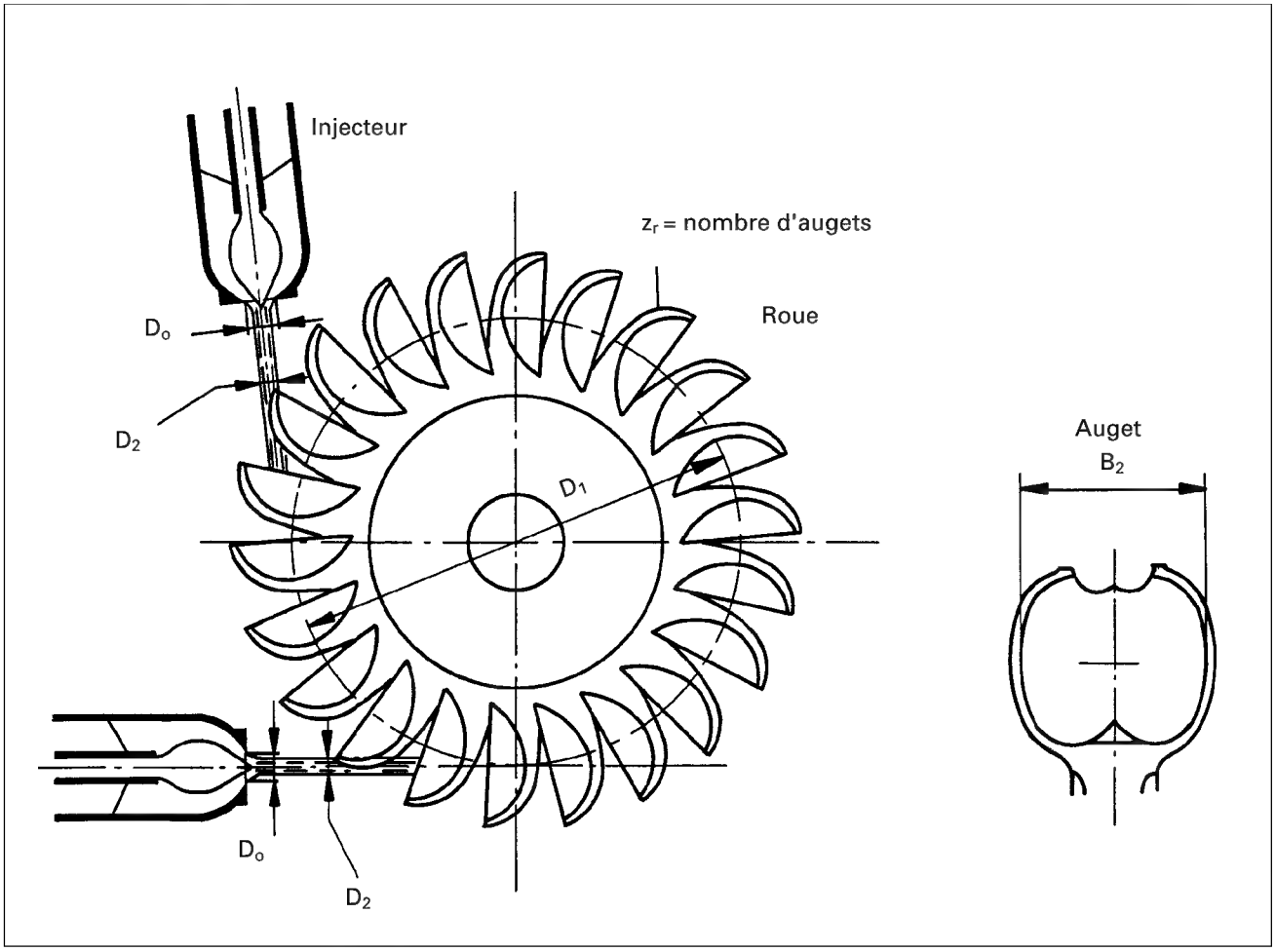


Figure 2.2.a : Vue schématique d'une roue Pelton à deux jets et paramètres principaux

Paramètres de l'injecteur
D_o: diamètre de la buse (m)
D_2: diamètre du jet (m)

Débit par injecteur : $Q_1 = c \cdot \frac{\Pi}{4} D_2^2 \sqrt{2gH}$ (m³/s) c = 0,96 ... 0,98

Débit total : $Q = z_i \cdot Q_1$ avec z_i = nombre d'injecteurs

$$\text{Diamètre du jet}: D_2 = \left(\frac{4}{\Pi \cdot c} \cdot \frac{Q_1}{\sqrt{2gH}}\right)^{1/2} \cong 0.545 \cdot \frac{Q_1^{1/2}}{H^{1/4}}$$

Paramètres de la roue
D_1: diamètre de référence = diamètre sur lequel agit le jet (m)

$U_1 = \omega \cdot \frac{D_1}{2}$: vitesse périphérique de la roue (m/s) avec vitesse de rotation ω (rad/s)

$U_1 = u_1 \cdot \sqrt{2gH}$ avec u_1 = 0,44 ... 0,48

$$D_1 = \frac{2}{\omega} \cdot u_1 \cdot \sqrt{2gH} = 37 \ldots 41 \cdot \frac{\sqrt{H}}{n}$$

avec H (m) chute nette
n (t / min) vitesse de rotation

Proportions
Rapport D_1/D_2 compris entre 7 et 30 selon la vitesse spécifique

Vitesse d'emballement
1,8 fois la vitesse nominale sous la chute nette H nominale

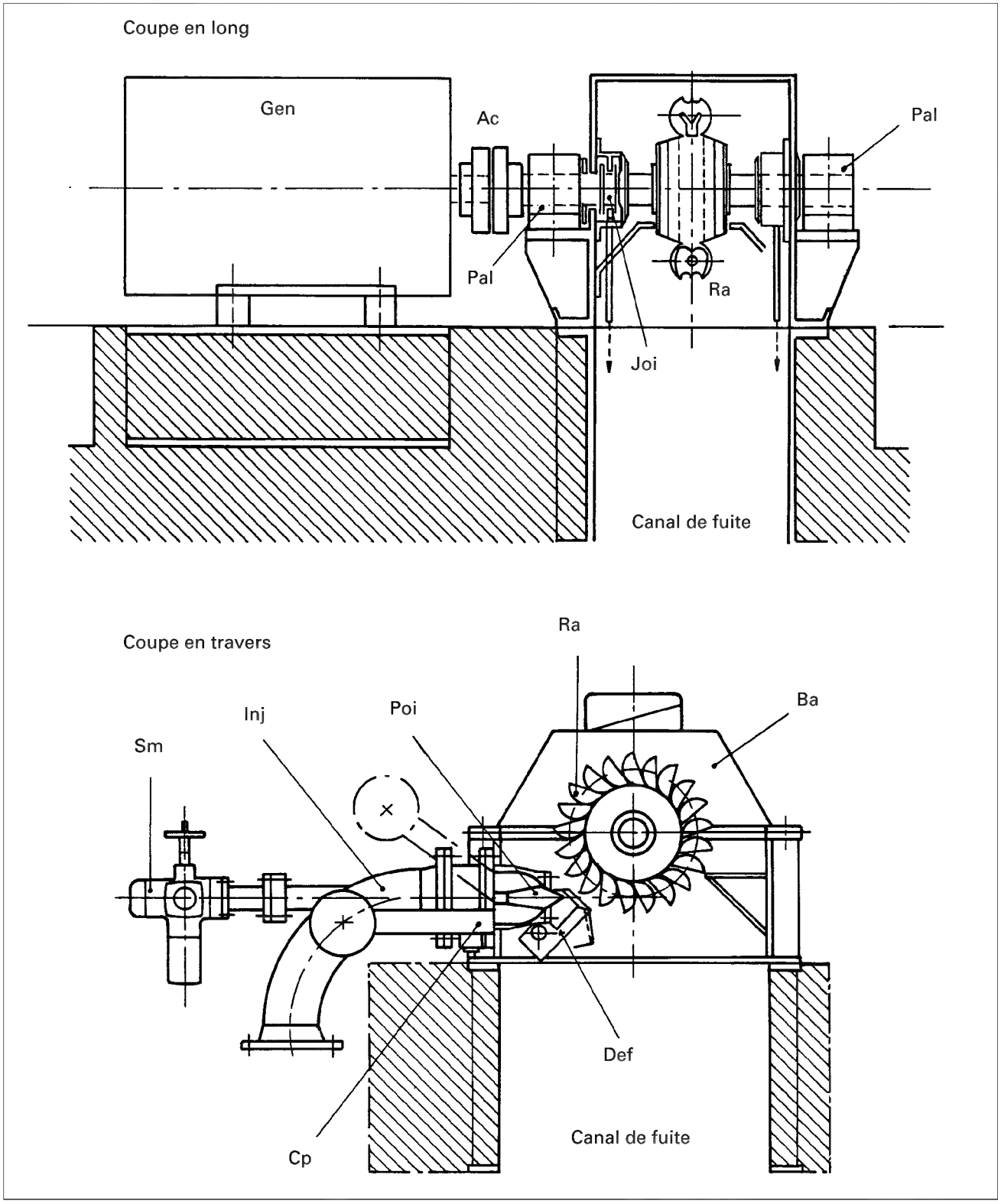


Figure 2.2.b: Turbine Pelton à axe horizontal à un jet

Ra: roue à augets
Ba: bâche/bâti
Inj: injecteur
Poi: pointeau mobile
Def: déflecteur
Cp: contrepoids du déflecteur
Sm: servomoteur du pointeau
Joi: joint d'arbre
Pal: palier turbine
Ac: accouplement turbine-générateur
Gen: générateur

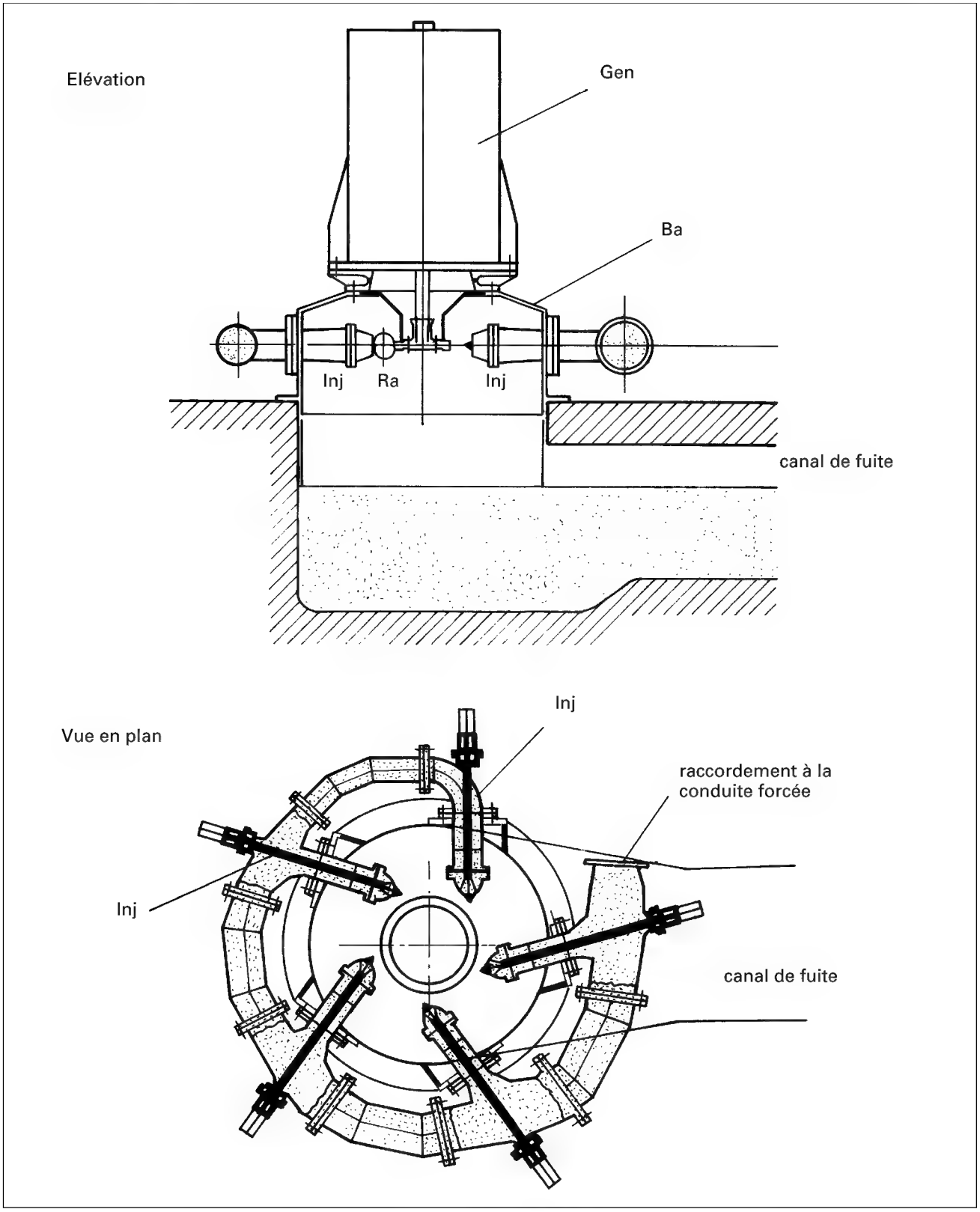


Figure 2.2.c: Turbine Pelton monobloc à axe vertical à 5 jets

Gen: générateur
Inj: injecteur
Ra: roue à augets
Ba: bâche/bâti

2.3 Turbine Crossflow

La turbine Crossflow, appelée aussi turbine à flux traversant, est une machine à action qui a ceci de particulier que l'eau traverse deux fois la roue.

De construction simple, elle est constituée de trois parties principales (voir figure 2.3.a):

- un injecteur de section rectangulaire et dont le débit est réglé à l'aide d'une aube profilée rotative, similaire à une vanne papillon. Afin d'assurer un arrêt de la turbine sans énergie d'appoint, la fermeture est souvent réalisée à l'aide d'un contrepoids, et l'ouverture par un vérin hydraulique;
- une roue en forme de tambour, dotée d'aubes cylindriques profilées;
- un bâti enveloppant la roue et sur lequel sont fixés les paliers de la turbine.

Les formules permettant un calcul approximatif du diamètre ainsi que de la largeur de la roue sont données à la figure 2.3.a.

La figure 2.3.b montre les composants principaux de la machine.

La turbine, roue et injecteur, est souvent divisée en 2 secteurs, de largeur 1/3 et 2/3 respectivement et qui peuvent être mis en fonction séparément ou ensemble. Avec ce système, il est possible d'obtenir un rendement satisfaisant sur toute la plage des débits (voir figure 2.3.c).

La turbine Crossflow est de construction simple, ce qui a conduit à sa popularité dans les pays en voie de développement.

La roue, traversée deux fois par l'eau, est autonettoyante: les débris bloqués sur l'aubage à l'entrée de la roue sont chassés par l'eau qui en sort.

En contrepartie, le rendement maximum de ce type de turbine est moyen et reste compris, pour une machine de bonne qualité, entre 80 et 83%.

La vitesse de rotation est généralement basse ce qui fait qu'un multiplicateur à engrenages ou à courroie doit être intercalé entre turbine et générateur.

Cette machine peut être aussi source de bruit et de vibrations générés par le choc périodique de l'eau sur les aubes cylindriques de la roue qui sont relativement élastiques (lames d'acier).

Lorsque la turbine Crossflow travaille sous de faibles chutes et avec un niveau aval variable, elle peut être équipée d'un aspirateur qui permet de récupérer entre la moitié et les trois quarts de la hauteur d'aspiration. Pour ce faire, le bâti de la turbine est dotée d'une soupape d'admission d'air préréglée pour maintenir la dépression nécessaire à la sortie de la roue (voir figure 2.3.d).

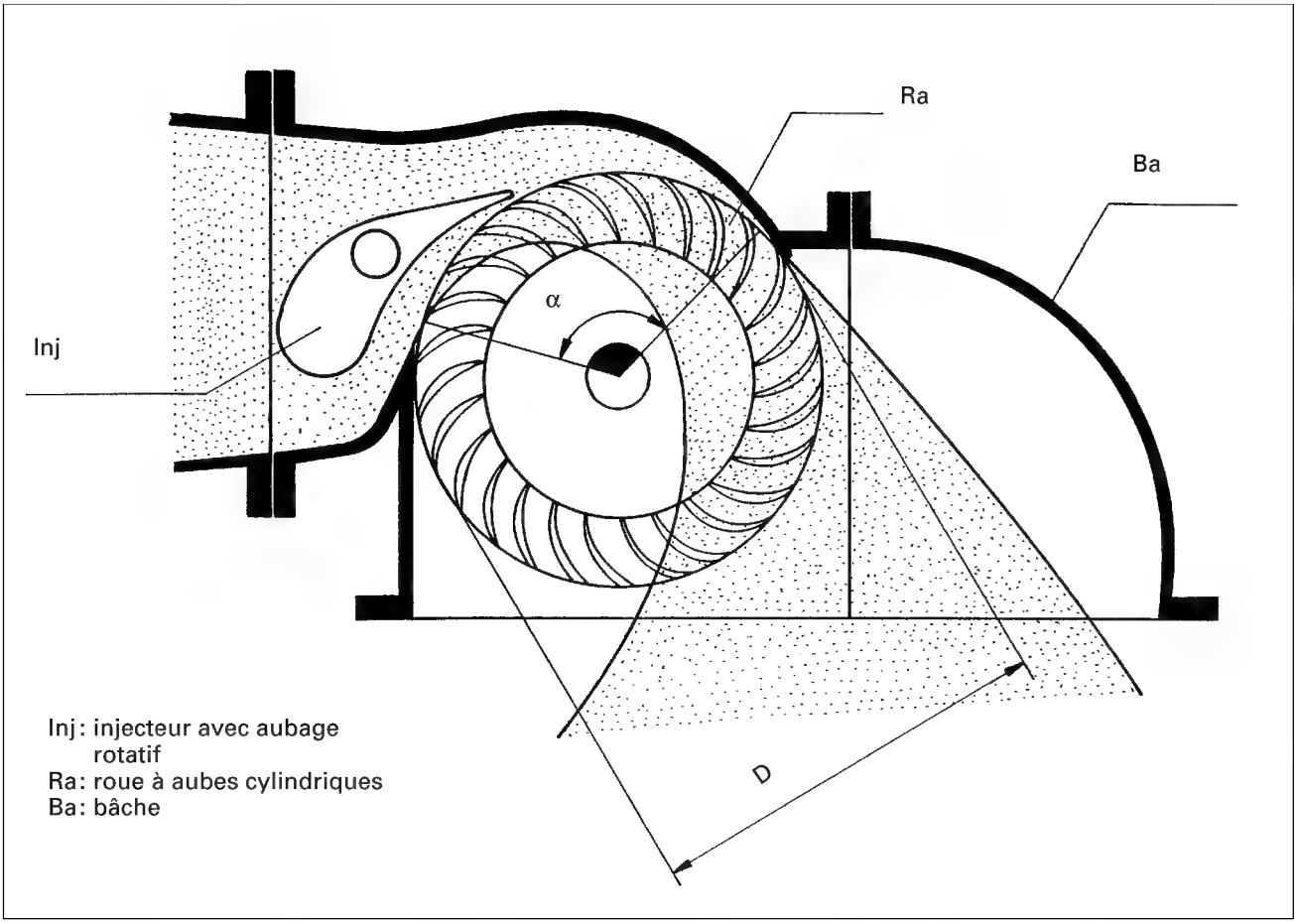


Figure 2.3.a: Vue en coupe d'une turbine Crossflow avec ses paramètres principaux

Débit

$Q \cong 0{,}25 \cdot \alpha \cdot \frac{D \cdot B}{2} \cdot \sqrt{2gH} \cong 0{,}2 \ldots 0{,}3\, D \cdot B \sqrt{2gH}$ (m^3/s)

D: diamètre de la roue (m)
B: largeur de la roue (m)
α: angle d'injection en rad ($\frac{\Pi}{2}$ à $\frac{2\Pi}{3}$ selon les constructeurs)
H: chute nette (m)

d'où $\boxed{B \cdot D = 1{,}13 \ldots 0{,}75 \cdot \frac{Q}{\sqrt{H}}}$

Vitesse de rotation

$\omega = 0{,}45 \cdot \sqrt{2gH} \cdot \frac{2}{D} = 0{,}9 \frac{\sqrt{2gH}}{D}$ (rad/s) ou $n = \frac{30}{\Pi} \cdot \omega$ (t/min)

d'où: $\boxed{D \cong 38 \cdot \frac{\sqrt{H}}{n}}$ et $\boxed{B \cong 0{,}02 \ldots 0{,}03 \frac{Q \cdot n}{H} \text{ pour } \alpha = 120 \ldots 90°}$

Rapport largeur/diamètre

B/D = 0.3 ... 4
selon la chute H (limité par la résistance mécanique des aubes de la roue)

Vibration

fréquence principale: $f = z_r \cdot \frac{\omega}{2\Pi} = z_r \cdot \frac{n}{60}$ (Hz)

avec z_r = nombre d'aubes = 24 ... 32

Vitesse d'emballement

1.8 fois la vitesse nominale sous la chute H nominale

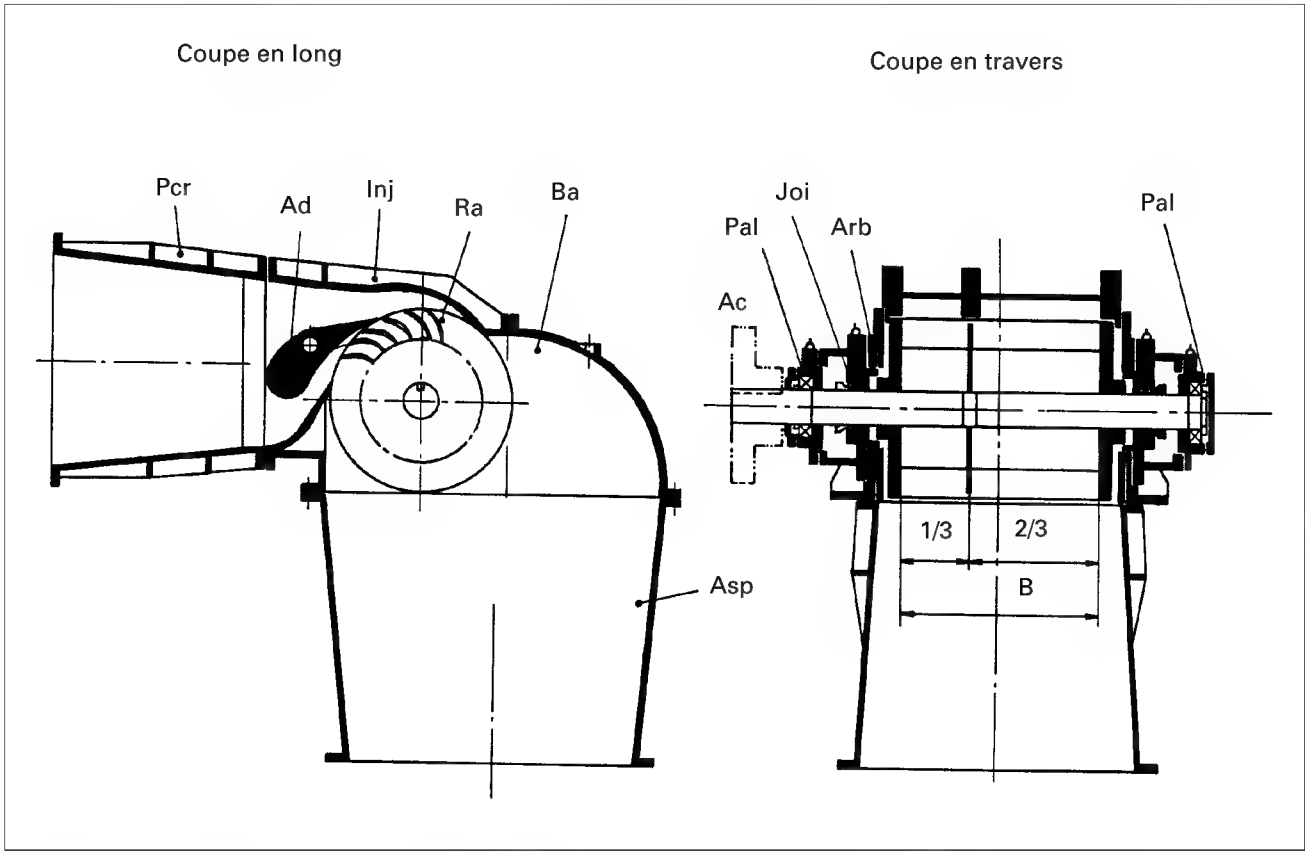


Figure 2.3.b: Composants d'une turbine Crossflow

Prc: tubulure de raccordement turbine-conduite
Ad: volet rotatif de l'injecteur
Inj: injecteur
Ra: roue à aubes
Ba: bâti
Asp: aspirateur
Ac: accouplement d'arbre avec multiplicateur ou générateur
Pal: palier
Joi: joint d'arbre
Arb: arbre de la turbine

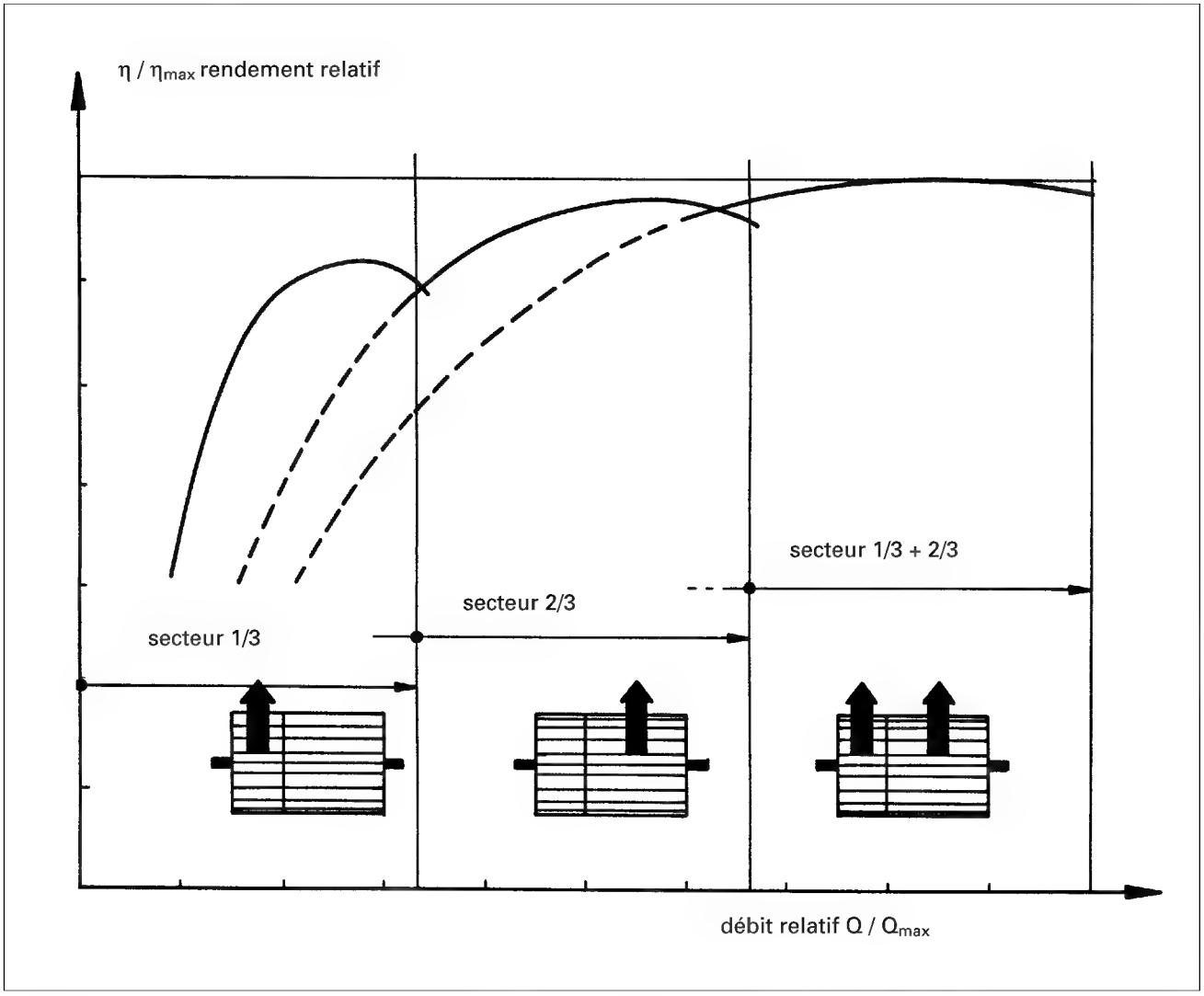


Figure 2.3.c : Principe de la régulation du débit par secteurs de roue en fonction

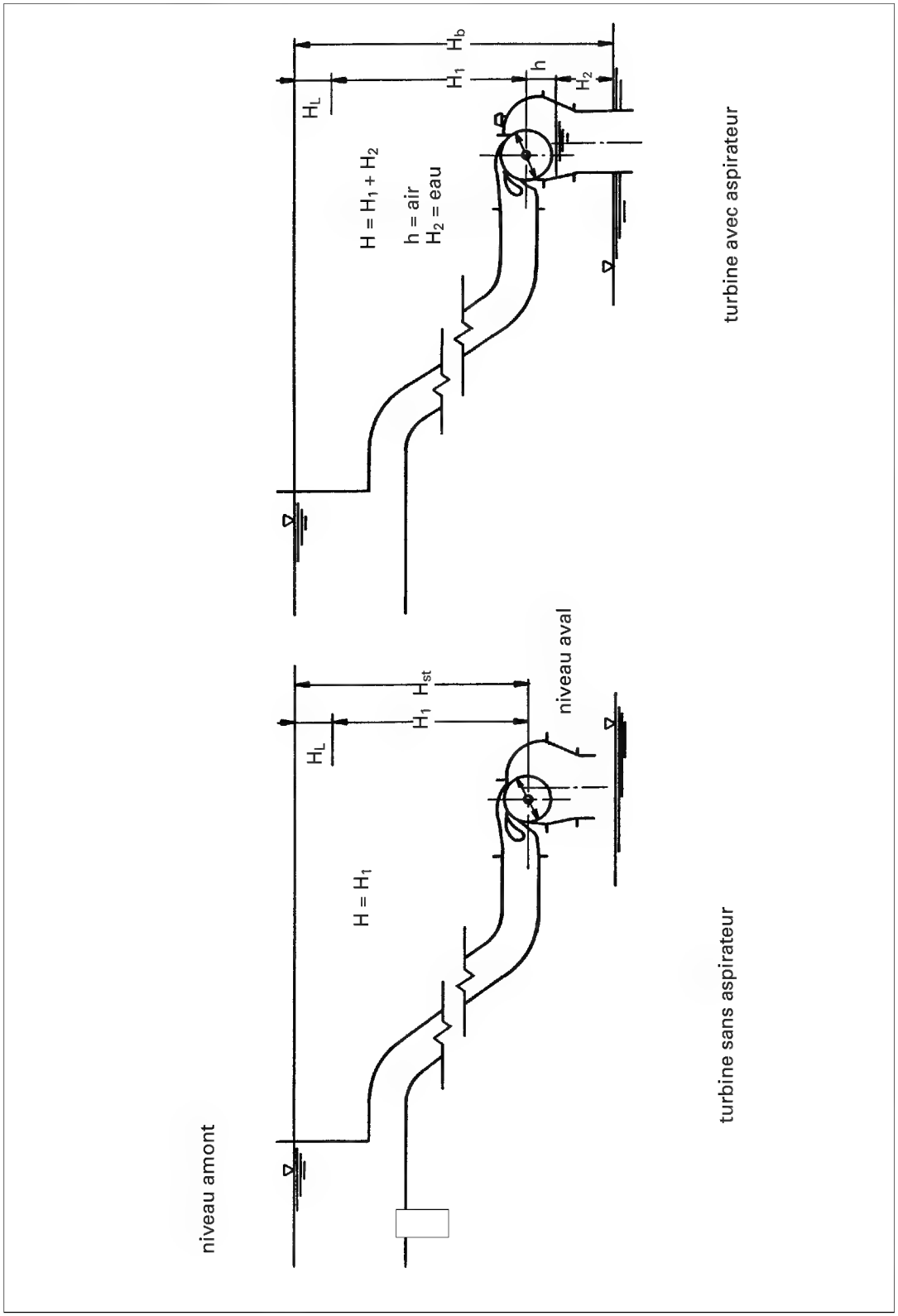


Figure 2.3.d: Chute nette d'une turbine crossflow sans et avec aspirateur

H_b: chute brute
H_1: chute nette amont
H_L: pertes de charge
H: chute nette

3. Turbines à réaction

3.1 Principe de fonctionnement 58

3.2 Implantation d'une turbine à réaction
Hauteur d'aspiration et cavitation 64
3.2.1 Hauteur d'aspiration 64
3.2.2 Hauteur d'aspiration et cavitation 66
3.2.3 Torche de vapeur 70
3.2.4 Calcul de la hauteur d'aspiration limite d'une turbine à réaction 72

3.3 Vitesse et débit d'emballement d'une turbine à réaction 75

3.4 Turbine Francis 76

3.5 Pompe inversée 80

3.6 Turbines hélice et Kaplan 82

3.1 Principe de fonctionnement

Une turbine à réaction est une machine fermée (noyée) qui utilise à la fois la vitesse de l'eau (énergie cinétique) et une différence de pression.

Deux principes sont à la base de son fonctionnement:

1. la création d'un tourbillon au moyen d'une bâche spirale, d'aubages directeurs, ou les deux à la fois;
2. la récupération du mouvement circulaire du tourbillon par les aubages d'une roue en rotation qui dévient les filets d'eau pour leur donner une direction parallèle à l'axe de rotation.

Ces aubages se comportent comme une aile d'avion: l'écoulement de l'eau provoque sur le profil de l'aube une force hydrodynamique qui induit un couple sur l'arbre de la turbine.

Comme pour une aile d'avion, la force portante résulte d'une différence de pression entre les deux faces du profil (intrados et extrados).

La figure 3.a présente une image schématique d'une turbine à réaction.

L'équation fondamentale d'une turbine à réaction est l'équation d'Euler, qui définit la relation entre les vitesses à l'entrée et à la sortie de l'aubage et l'énergie massique à disposition (voir figure 3.1.c)

$E = gH = U_1C_{u1} - U_2C_{u2}$ (J/kg)

avec:

$U_1 = \omega R_1$	vitesse périphérique de l'aubage à l'entrée de la roue (entrée du filet d'eau), dite vitesse d'entraînement
C_{u1}	composante périphérique de la vitesse absolue C de l'eau à l'entrée de la roue (tourbillon d'entrée)
$U_2 = \omega R_2$	vitesse de l'aubage à la sortie de la roue, dite vitesse d'entraînement
C_{u2}	composante périphérique de la vitesse absolue C de l'eau à la sortie de la roue (tourbillon de sortie)
U_1C_{u1}	définit l'énergie du tourbillon d'entrée créé par la bâche spirale et/ou les aubages directeurs
U_2C_{u2}	définit l'énergie tourbillonnaire perdue à la sortie de la turbine. Au point de fonctionnement optimum de la turbine, cette énergie est nulle (pas de tourbillon après la roue)
C	est la vitesse absolue de l'eau dans la machine.

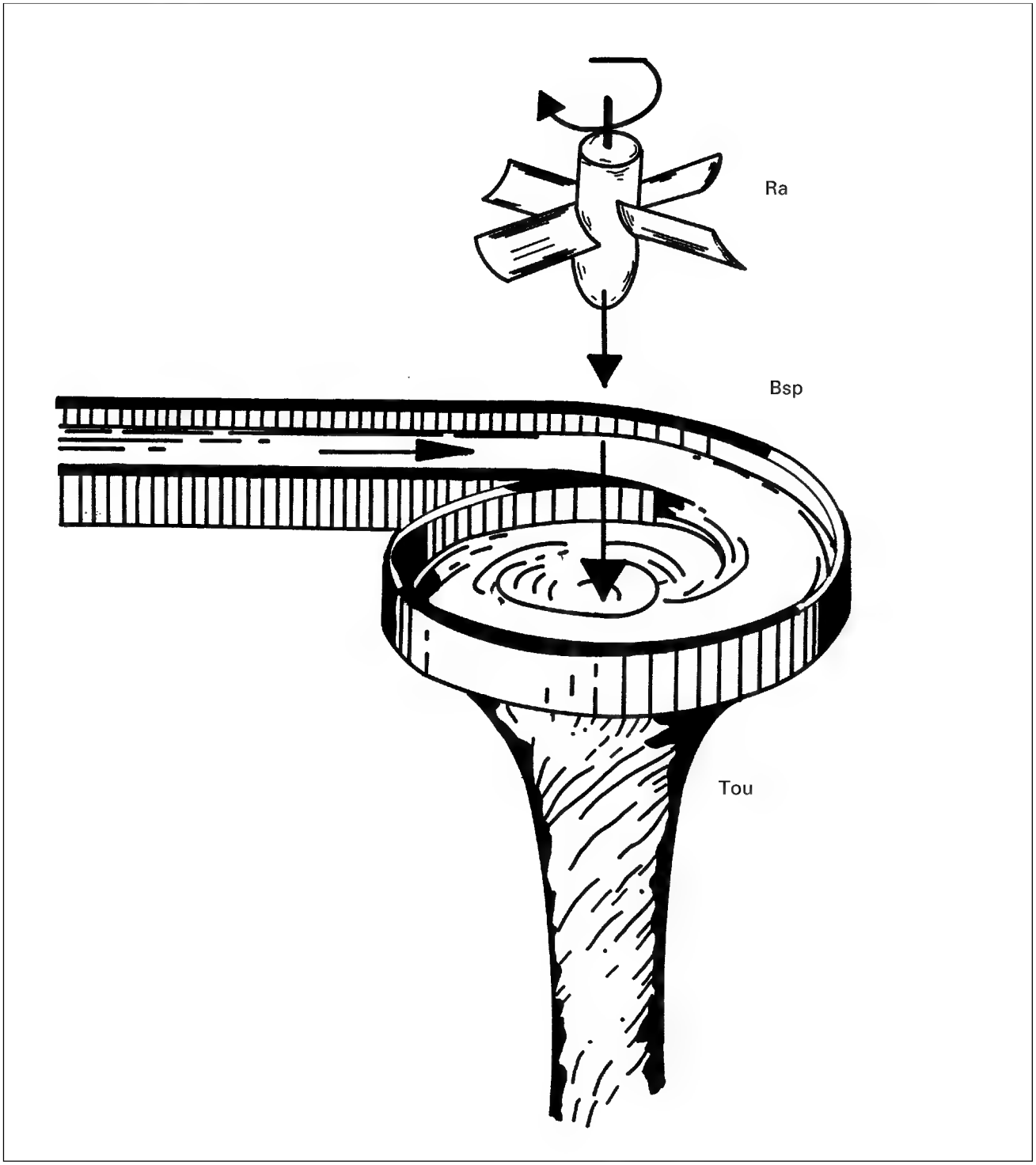


Figure 3.1.a : Image schématique d'une turbine à réaction

Bsp: canal à tourbillon figurant la bâche spirale
Ra: roue à palettes figurant la roue à aubes de la turbine, placée dans le tourbillon d'eau Tou

Sa composante méridienne C_m est donnée par le débit qui traverse la turbine (voir figures 3.1.c et 3.1.d).

La vitesse W est la vitesse relative de l'eau par rapport à l'aubage. Sa direction, calculée à partir de C_u, C_m et U, fixe l'angle de l'aubage par rapport à l'écoulement.

La figure 3.1.b présente une vue schématique d'une turbine à réaction de type Francis, avec ses composants.

Dans ce type de machine, le tourbillon est créé par une bâche spirale, l'angle final de l'écoulement tourbillonnaire étant défini par le distributeur, en règle générale mobile.

L'eau s'écoule radialement pour changer de direction à travers la roue et en ressortir axialement.

La figure 3.1.c montre les profils des aubages directeurs et de la roue, ainsi que les triangles des vitesses absolue (C), d'entraînement (U) et relative (W) à l'entrée et à la sortie de la roue d'une turbine radiale, de type Francis.

La figure 3.1.d présente schématiquement une turbine axiale.

Dans cette machine, l'eau entre axialement, et est mise en rotation par l'aubage du distributeur uniquement puisqu'il n'y a pas de bâche spirale.

La figure montre également les triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue.

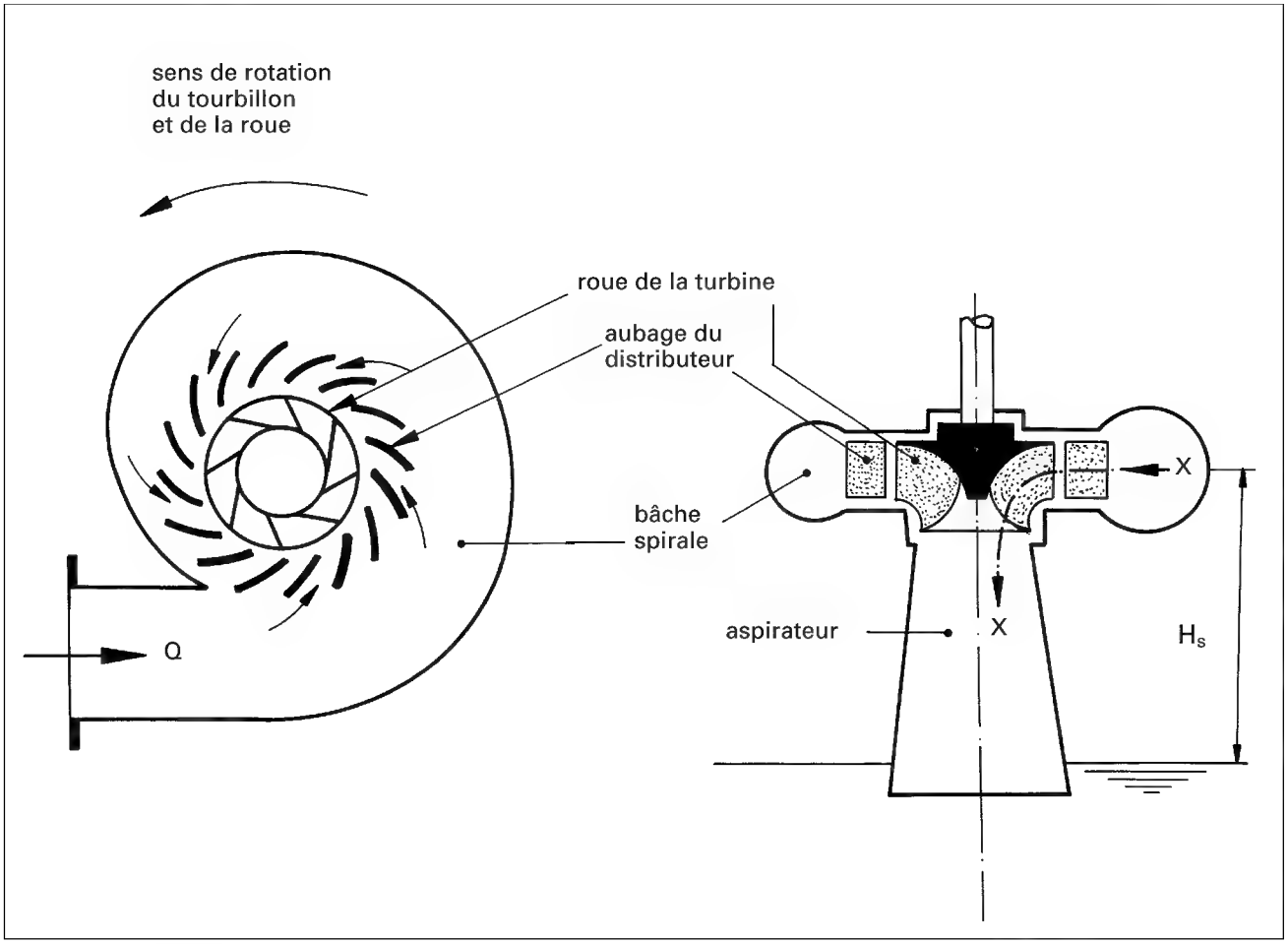


Figure 3.1.b: Vue schématique d'une turbine à réaction de type Francis

Bâche spirale: enveloppe sous pression permettant la mise en rotation du fluide

Distributeur: aubage fixe ou mobile définissant le débit à la turbine et l'intensité du tourbillon

Roue de la turbine: récupère l'énergie du tourbillon pour la transformer en énergie mécanique

Aspirateur: conduit conique divergent servant à ralentir la vitesse de sortie de la turbine, ce qui permet de réduire l'énergie cinétique perdue à la sortie de la turbine et à récupérer l'énergie hydraulique statique à l'aval de celle-ci (hauteur d'aspiration H_s)

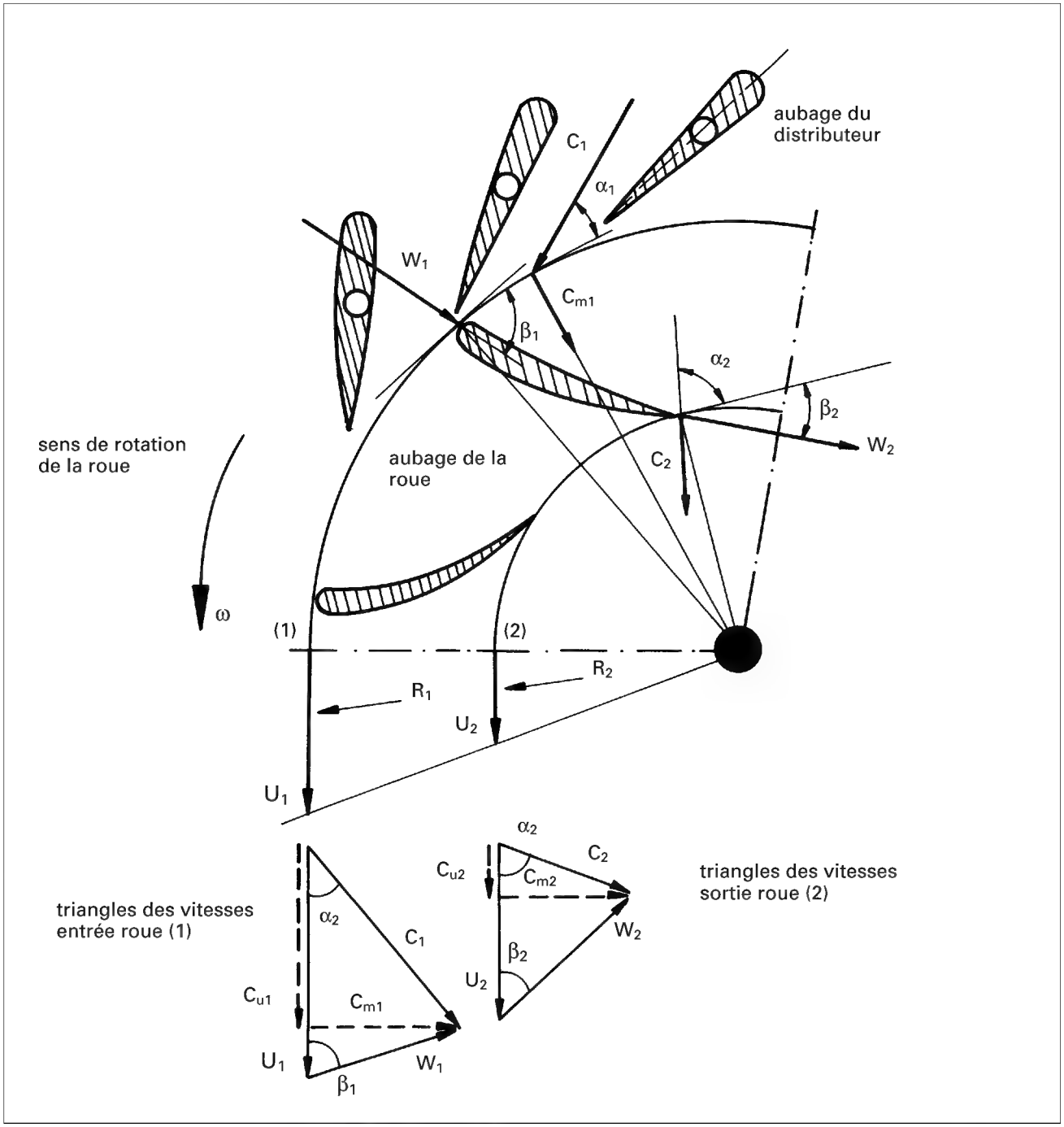


Figure 3.1.c: Profil des aubages du distributeur et de la roue selon la coupe X-X suivie par les filets liquides traversant une turbine radiale (Francis)

Vitesses à l'entrée (1) et à la sortie (2) de la roue:

C: vitesse absolue de l'eau
C_u: composante périphérique de C (en relation avec H)
C_m: composante méridienne de C (en relation avec Q)
$U = \omega R$: vitesse périphérique de la roue
W: vitesse relative de l'eau par rapport à l'aubage de la roue
α: angle imposé par le distributeur (définit C_u)
β: angle de l'aubage de la roue

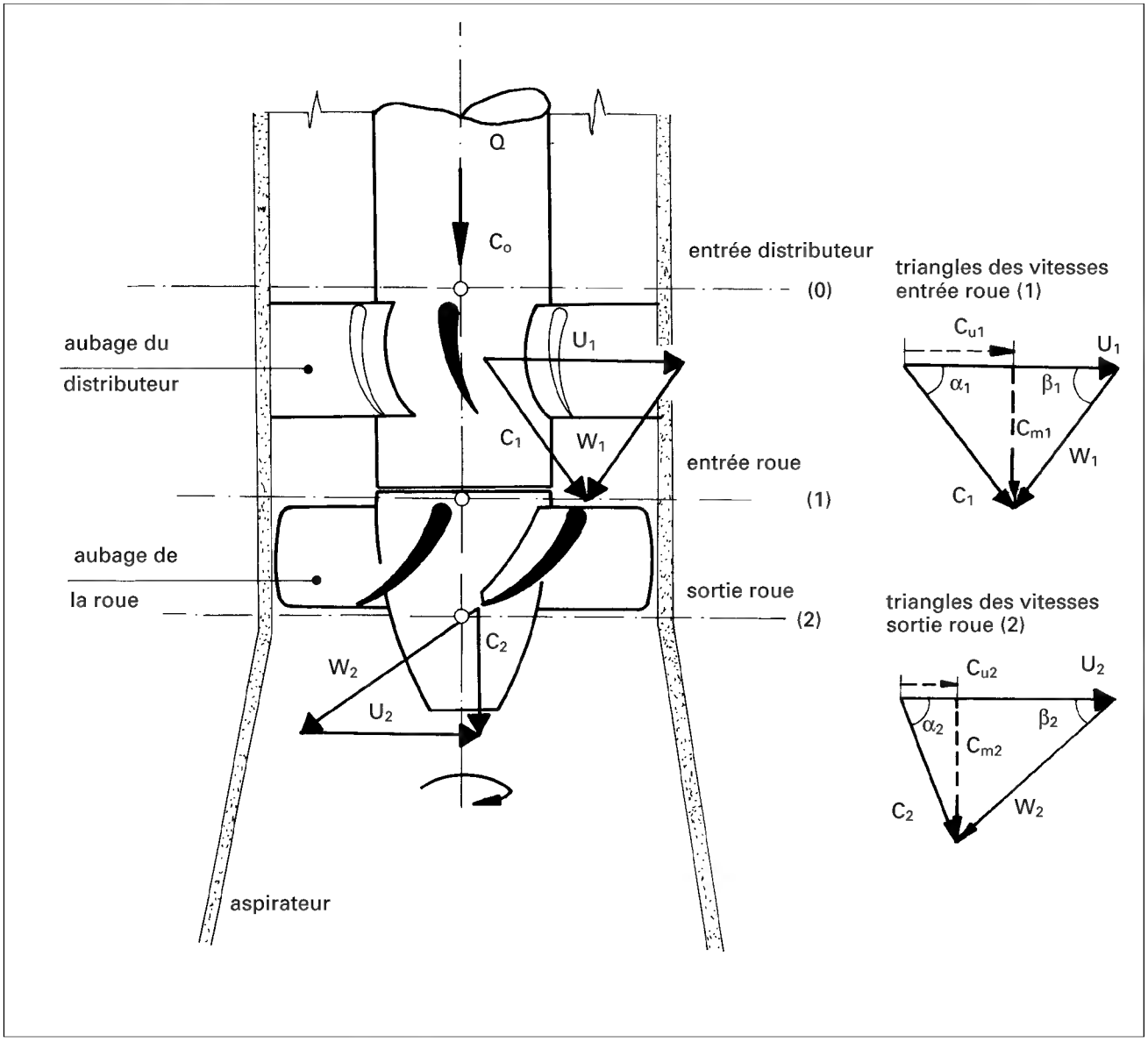


Figure 3.1.d: Vue schématique d'une turbine à réaction axiale (Kaplan ou hélice) avec triangles des vitesses. Définition des vitesses voir figure 3.1.c

Relations importantes:

Energie massique (équation d'Euler): $E = gH = U_1C_{u1} - U_2C_{u2}$ (J/kg)

Débit: $Q = C_m \cdot S$ (m^3/s) avec: C_m = composante méridienne de la vitesse absolue C (m/s)
S = surface de passage perpendiculaire à C_m (m^2)

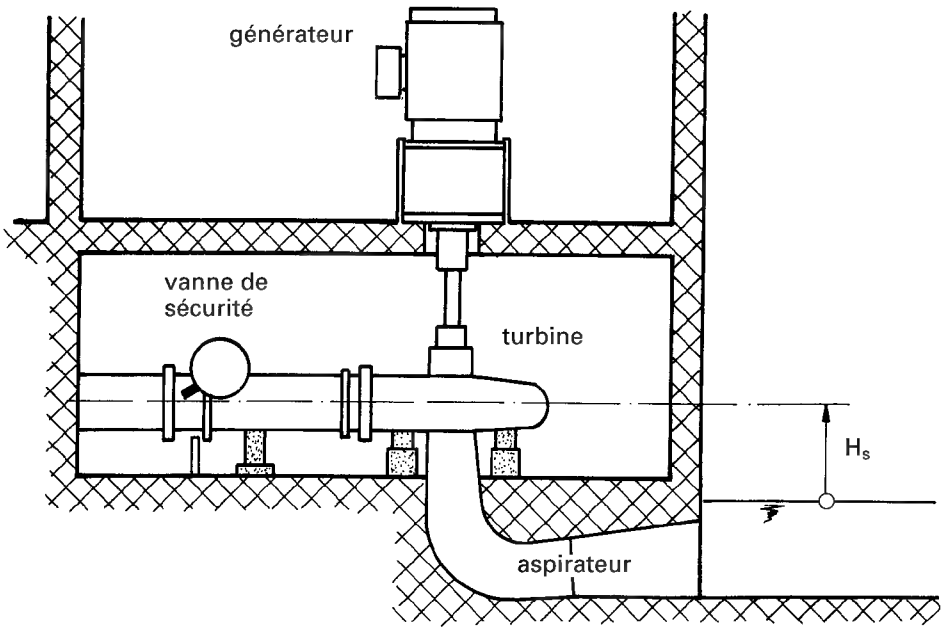
Coefficient d'énergie: $\psi = \frac{2gH}{U^2}$

Coefficient de débit: $\varphi = \frac{C_m}{U}$

3.2 Implantation d'une turbine à réaction Hauteur d'aspiration et cavitation

3.2.1 Hauteur d'aspiration

La hauteur d'aspiration H_s d'une turbine à réaction, définie sur la figure 3.2.1, est mesurée entre le plan d'eau aval et l'axe de la roue de la turbine. La valeur de H_s est **positive** si la turbine se trouve **au-dessus** du niveau d'eau aval et **négative dans le cas contraire.**



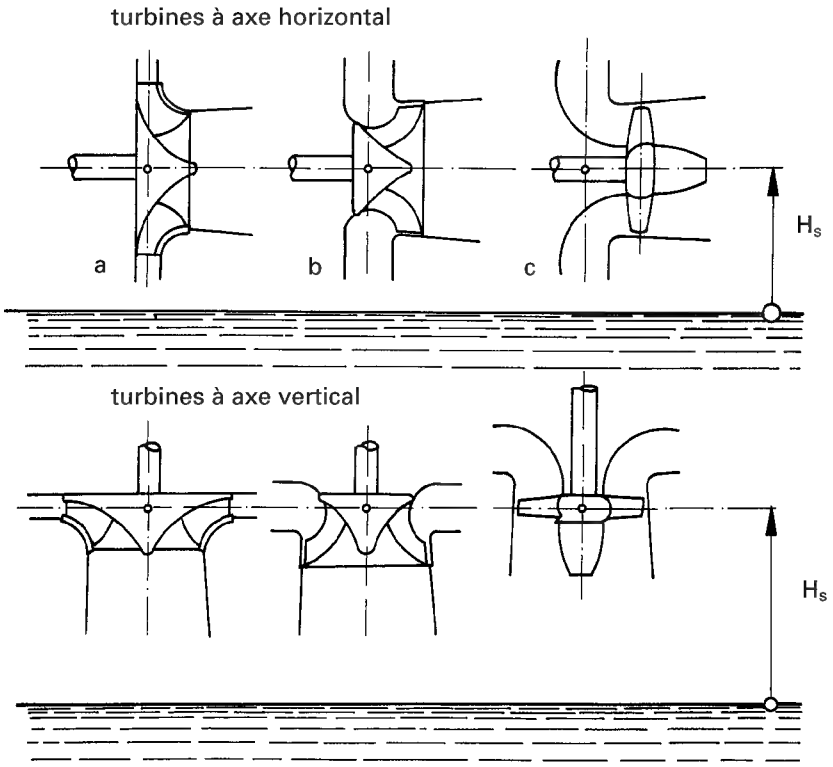


Figure 3.2.1: Hauteur d'aspiration H_s pour différents types de turbines

a) turbine Francis lente (n_q petit)
b) turbine Francis rapide (n_q grand)
c) turbine Kaplan ou hélice
H_s positif: niveau d'eau aval plus bas que la turbine

3.2.2 Hauteur d'aspiration et cavitation

Pour réduire les frais de construction du génie civil, une turbine à réaction sera placée le plus haut possible par rapport au niveau aval (H_s maximum).

Mais, en surélevant la turbine, la pression devient négative à la sortie de la roue de la turbine (dépression).

A la dépression statique, égale à la hauteur d'aspiration, se soustrait encore la dépression dynamique due à l'écoulement de l'eau autour du profil de l'aube (voir aussi 3.2.4).

En effet, lorsqu'un profil d'aube de turbine se déplace dans l'eau, il se produit sur une de ses faces (l'intrados) une zone de surpression et sur l'autre (l'extrados) une zone de dépression.

Ce sont ces différences de pressions entre intrados et extrados qui créent la force hydrodynamique sur le profil qui mettra la turbine en rotation. La figure 3.2.2.a représente la répartition des pressions dynamiques autour d'un profil.

En augmentant la hauteur d'aspiration, la dépression sur l'extrados ajoutée à la dépression statique atteint localement la pression de vaporisation de l'eau. Il y a alors formation de bulles de vapeur qui se détachent de la surface de l'aube en suivant l'écoulement.

Dès qu'elles atteignent une zone où la pression est plus élevée, les bulles de vapeur implosent en créant de fortes ondes de pression dynamique.

Ces implosions de bulles de vapeur ont pour conséquence un crépitement caractéristique, ou bruit de cavitation, et provoquent avec le temps l'érosion par enlèvement de matière de la surface de l'aubage.

La figure 3.2.2.a présente schématiquement le phénomène de la cavitation, et les photos de la figure 3.2.2.b en montrent les dégâts sur des roues de pompes et de turbines.

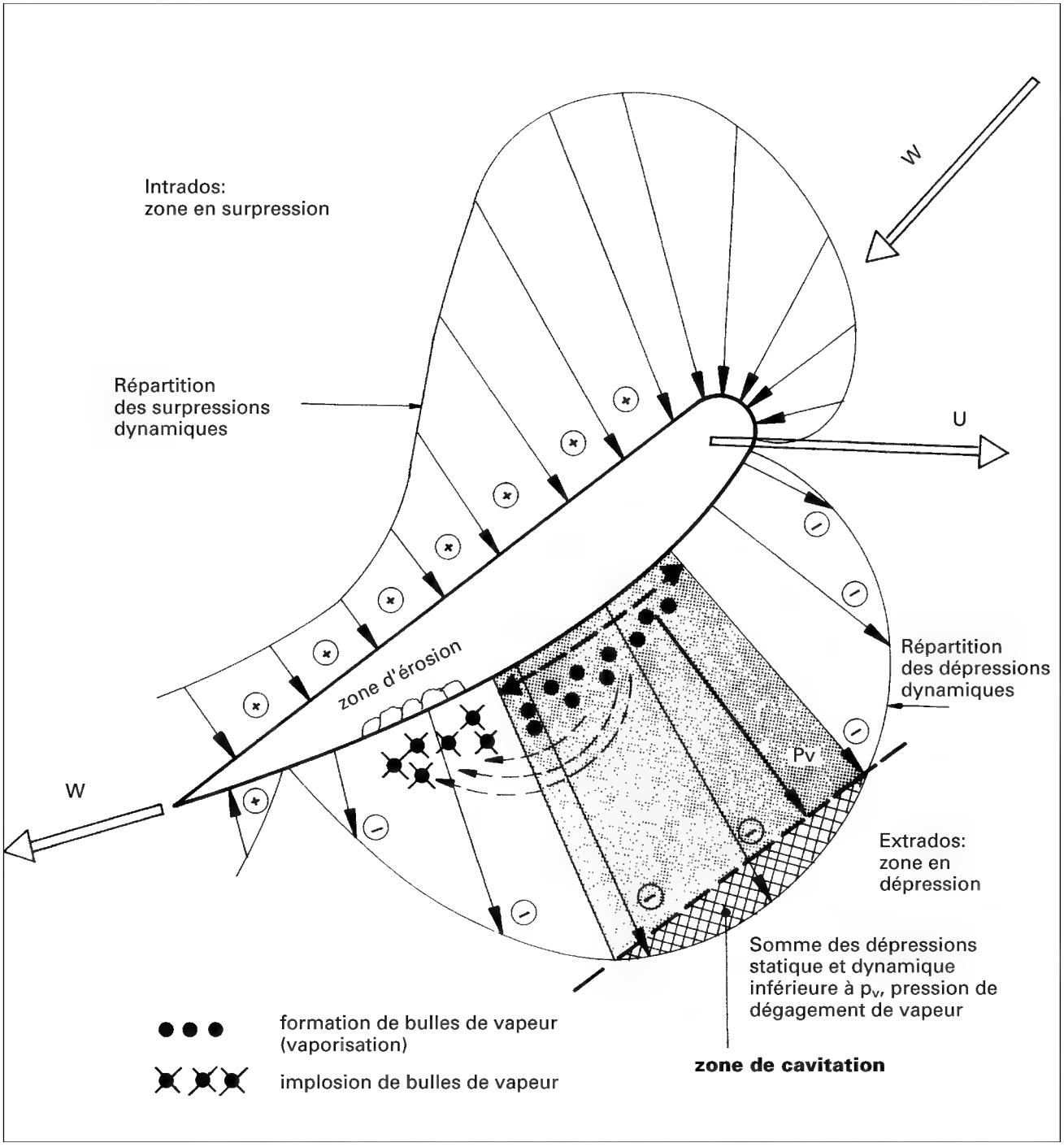
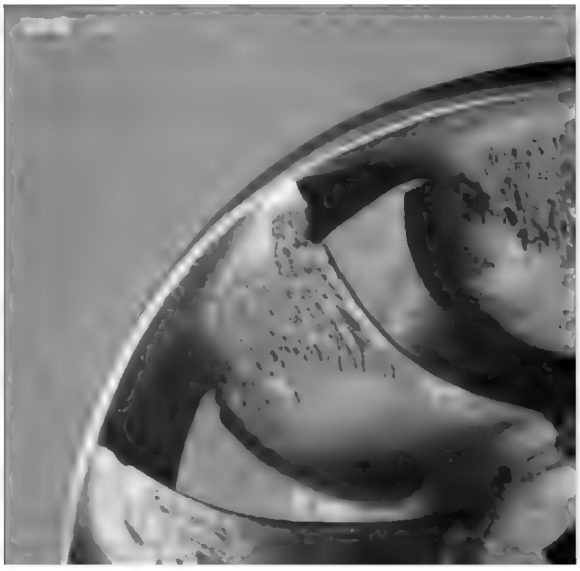


Figure 3.2.2.a : Phénomène de cavitation sur un aubage de turbine

W : vitesse relative de l'eau par rapport à l'aubage en rotation
U : vitesse de l'aubage

Roue de turbine Francis
érodée par cavitation



Plages cavitées sur l'extrados
de l'aubage d'une roue Francis

Roue de pompe radiale
détruite par cavitation

Figure 3.2.2 b: Dégâts par cavitation sur des roues de pompes et de turbines (source: IMHEF/EPFL)

3.2.3 Torche de vapeur

L'écoulement dans une turbine à réaction se compose d'un tourbillon à l'entrée de la roue, et d'un tourbillon à la sortie de la roue. Ce dernier ne disparaît complètement qu'au point de fonctionnement optimum de la turbine (point de meilleur rendement $\eta_\wedge$).

Pour d'autres débits, en particulier pour les débits inférieurs, entre 40 et 60% du débit nominal, le tourbillon de sortie devient très intense, et il peut provoquer de violentes instabilités. Un même type de phénomène peut se produire en surcharge avec une torche qui devient axiale.

Ces instabilités sont dues au phénomène de la **torche de cavitation :** au cœur du tourbillon de sortie, là où la pression est basse, il se forme une colonne, ou torche de vapeur d'eau.

Plus en avant dans l'aspirateur, cette torche de vapeur implose violemment. Il s'en suit des chocs à basse fréquence qui peuvent mettre en danger l'installation :

- en provoquant des charges dynamiques élevées sur la machine et les fondations ;
- en induisant des pulsations de pression dans la conduite et par là des fluctuations de débit et de puissance.

Ce phénomène peut être difficile à prévoir ; un des remèdes efficace le plus connu consiste à injecter de l'air dans l'aspirateur au droit de la sortie de la roue.

Cet air permet d'amortir les chocs et éventuellement de modifier les fréquences des pulsations, mais il peut entraîner une baisse de rendement de la turbine de 1 à 2%.

Il est utile d'indiquer le domaine de fonctionnement prévu de la turbine dans le cahier d'un appel d'offres, afin que le fournisseur de la machine ne néglige pas le phénomène de la torche et prenne le cas échéant les mesures préventives nécessaires.

La figure 3.2.3 montre schématiquement une torche de cavitation à la sortie d'une turbine Francis et les points possibles pour l'injection d'air.

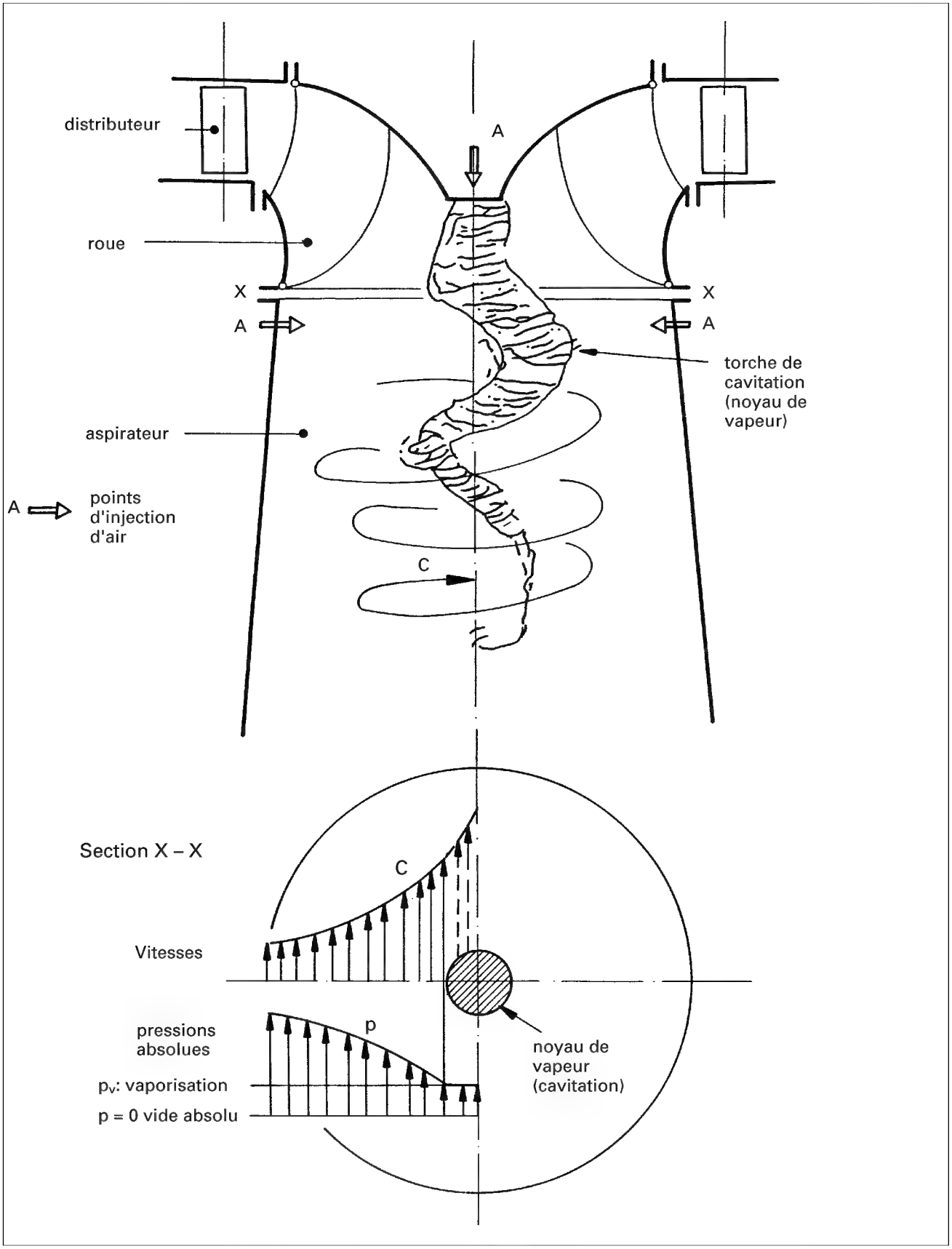


Figure 3.2.3: Représentation d'une torche de cavitation à la sortie d'une turbine Francis et répartition des vitesses et pressions absolues à la sortie de la roue

3.2.4 Calcul de la hauteur d'aspiration limite d'une turbine à réaction

Hauteur d'aspiration théorique :

Sans tenir compte des effets dynamiques dus à la vitesse de l'eau, la pression de dégagement de vapeur est atteinte lorsque

$H_{sth} = H_a - H_v$

où

H_{sth} = hauteur d'aspiration théoriquement possible en m

H_a = hauteur d'eau en m équivalent à la pression atmosphérique p_a

H_v = hauteur d'eau en m équivalent à la pression de dégagement de vapeur (pression de vaporisation) p_v

Les survitesses et dépressions locales sur l'aubage de la turbine (voir figure 3.2.2.a) font que la pression de dégagement de vapeur est atteinte pour une valeur de H_s inférieure à la valeur théorique susmentionnée.

Pour tenir compte de ce phénomène, les praticiens ont introduit une hauteur d'aspiration complémentaire $\sigma \cdot H$ induite par l'écoulement

où

H est la chute nette de la turbine en m

et

σ un coefficient sans dimension, dit coefficient de Thoma.

La valeur H_{sth} est donc réduite à

$H_s = H_{sth} - \sigma \cdot H$

H_s : hauteur d'aspiration limite au-delà de laquelle apparaît une cavitation suffisante pour endommager la roue.

La figure 3.2.4 représente schématiquement la répartition des pressions à l'aval d'une turbine à réaction.

Des valeurs indicatives de σ ont été établies sur des bases statistiques pour les turbines et pour les pompes. Elles sont fonction de la vitesse spécifique de la machine hydraulique considérée.

Les courbes utiles pour un prédimensionnement (calcul estimatif de H_s) sont représentées au chapitre 4, figure 4.1.4.b.

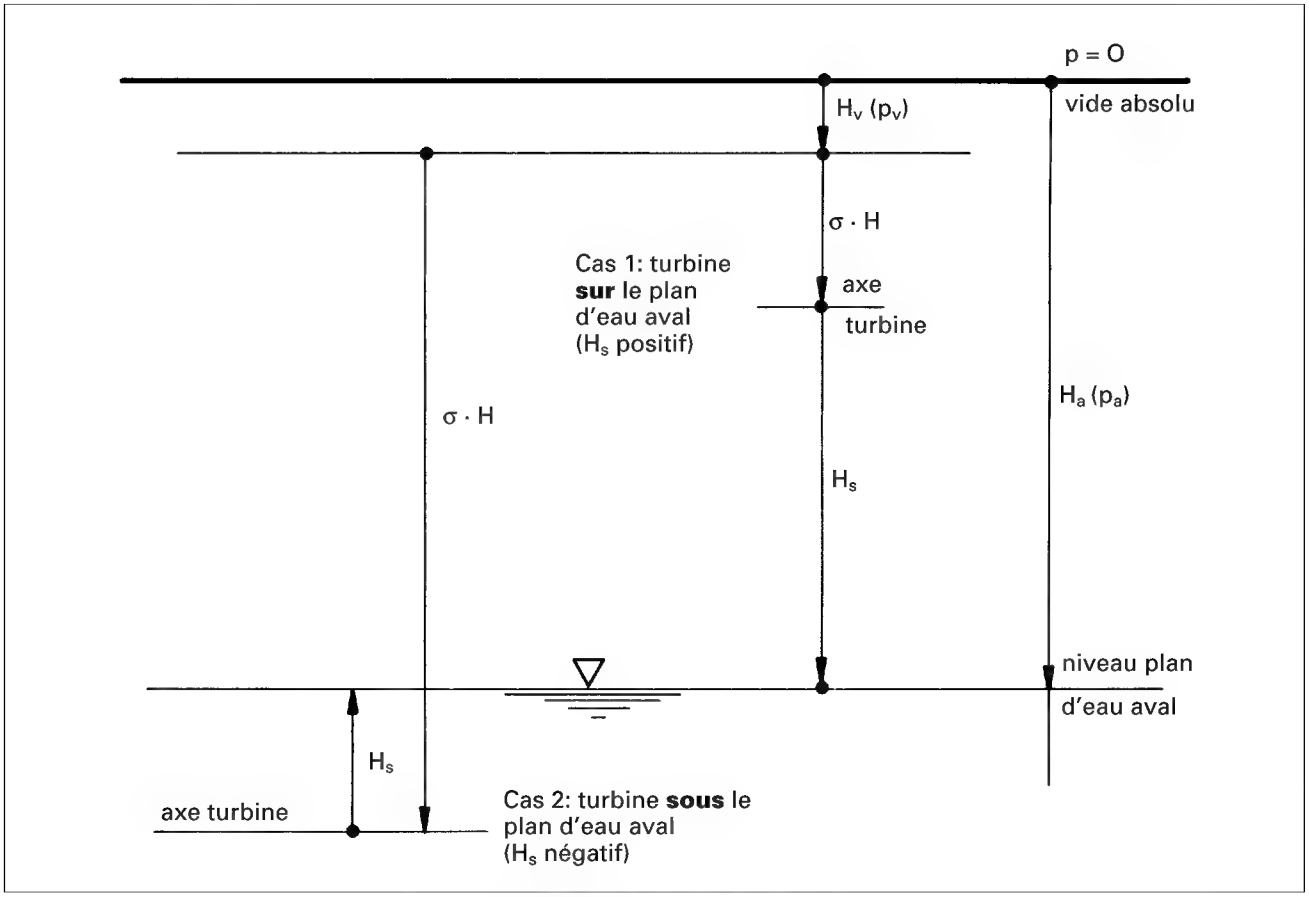


Figure 3.2.4 : Pressions utiles pour le calcul de la hauteur d'aspiration limite d'une turbine à réaction ou d'une pompe

H_a (p_a) : pression atmosphérique (pression sur niveau d'eau aval) (m)
H_s : hauteur d'aspiration limite de la turbine (seuil critique de cavitation) (m)
σ · H : hauteur pour compensation de la dépression dynamique de l'écoulement autour de l'aubage (m)
H_v (p_v) : pression de dégagement de vapeur

Variation de la pression atmosphérique :

altitude :	0	500	1000	2000 (m)
H_a :	10	9,42	8,87	7.84 (m)

(atmosphère normalisée internationale INA)

Variation de la pression de dégagement de vapeur

température :	8	10	15	20	25	30	(°C)
H_v :	0.105	0.125	0.155	0.24	0.325	0.435	(m)

Les pressions sont exprimées en hauteur de colonne d'eau

Relation entre pression p_i et hauteur H_i :

$$p_i = \rho \cdot g \cdot H_i \quad \text{ou} \quad H_i = p_i/\rho g$$

p_i : pression (N/m²; 1 bar = 10^5 N/m²)
H_i : hauteur équivalente en colonne d'eau (m)
ρ : masse volumique de l'eau (1000 kg/m³)
g : accélération de la pesanteur (9,81 m/s²)

Ces valeurs sont indicatives et elles devront être confirmées et précisées par le fabricant de la turbine dans le cadre de son offre.

Pour le calcul de la hauteur d'aspiration, la formule suivante sera donc utilisée

$$H_s = H_a - H_v - \sigma \cdot H$$

Lors d'une étude d'un projet, il conviendra de se souvenir que :

- la pression atmosphérique p_a ou H_a varie avec l'altitude et la température de l'air à l'emplacement de la centrale hydraulique,
- la pression de dégagement de vapeur p_v (ou H_v) varie avec la température de l'eau.

Quelques valeurs de ces paramètres sont indiquées à la figure 3.2.4.

H_s est une valeur déterminante pour fixer le niveau de la turbine par rapport au plan d'eau aval (voir § 4.1.4)

3.3 Vitesse et débit d'emballement d'une turbine à réaction

Pour les turbines à action, la vitesse d'emballement ne dépend que de la chute et du diamètre de la roue de la turbine, quel qu'en soit le type.

Ce n'est plus le cas pour les turbines à réaction, dans lesquelles l'écoulement du fluide est plus complexe. En particulier, si l'écoulement dans la roue de la turbine est radial, il se produit lors de l'emballement un effet de « pompage », dû à l'effet de la force centrifuge, qui limite la vitesse d'emballement et diminue le débit.

Ce phénomène est plus particulièrement marqué pour les pompes centrifuges utilisées comme turbine, dont le diamètre de la roue est plus grand que celui d'une turbine Francis équivalente.

Une turbine axiale n'offrira que peu de résistance à l'eau lors de l'emballement. L'aubage aura tendance à se « visser » dans la spirale du tourbillon généré par la bâche spirale ou le distributeur. Les turbines axiales auront, en conséquence, des vitesses d'emballement très élevées, jusqu'à 3 fois la vitesse nominale, ce qui aura une incidence sur la conception mécanique de la génératrice.

Il est donc important que le fournisseur de la turbine indique clairement dans son offre, pour une chute nette donnée, la vitesse et le débit d'emballement de sa machine.

A titre indicatif pour un avant projet, adopter les valeurs suivantes :

Type de turbine	Rapport vitesse d'emballement/ vitesse nominale n_e/n_n
Francis, $n_q = 40 \ldots 80$	1.7... 2.0
Francis, $n_q = 80 \ldots 120$	2.0... 2.2
Hélice, à pales et distributeur fixe	1.8... 2.2
Kaplan, à pales réglables et distributeur fixe	2.4... 2.8
Kaplan, à pales et à distributeur réglables	2.4... 3.2
Pompes inversées, $n_q = 30 \ldots 100$	1.4... 1.8

Rapport débit d'emballement/débit nominal :

$n_q < 100$: $Q_e < Q_n$
$n_q \cong 100$: $Q_e \cong Q_n$
$n_q > 100$: $Q_e > Q_n$

3.4 Turbine Francis

Les composants principaux d'une turbine Francis sont montrés sur la figure 3.4.a pour une machine sans bâche spirale, installée dans une chambre d'eau ouverte. Ce cas se présente fréquemment dans des microcentrales anciennes.

La partie fixe de la turbine comprend l'anneau d'entretoises, destiné à recevoir le distributeur et le support du palier de la turbine, et qui est lui-même directement posé sur l'aspirateur scellé dans la dalle en béton.

Le distributeur, qui sert à régler le débit, est constitué par une série d'aubes rotatives, entraînées par des biellettes liées à l'anneau de vannage. Celui-ci est mis en rotation par la tige de commande du distributeur qui l'entraîne par deux tirants.

La tige de commande peut être manœuvrée à la main (anciennes installations) ou par un moteur hydraulique ou électrique (installations automatiques).

La roue de la turbine est placée à l'intérieur du distributeur. L'arbre qui la relie à la génératrice ou à un multiplicateur de vitesse est guidé par le palier principal de la turbine.

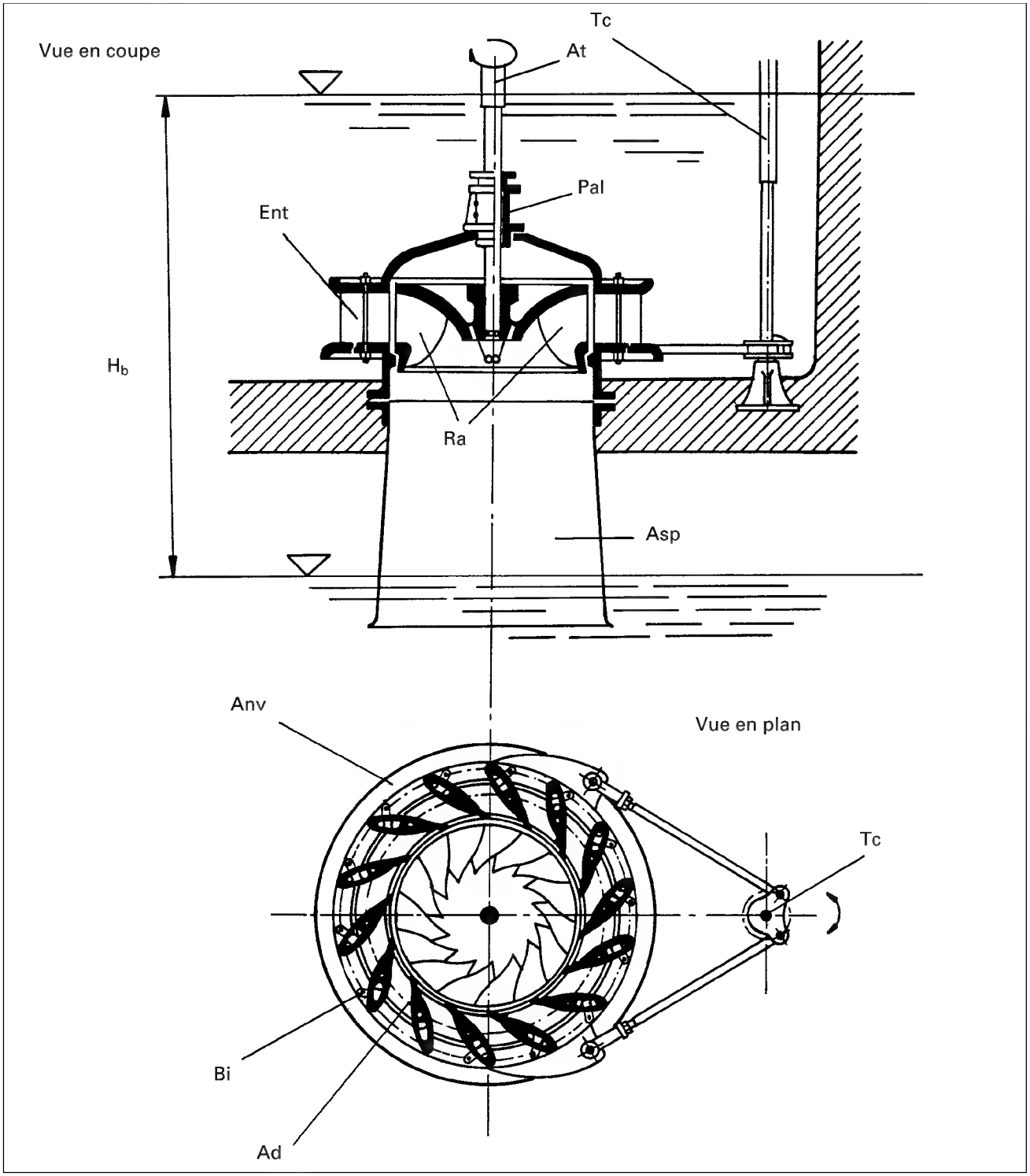


Figure 3.4.a : Composants principaux d'une turbine Francis

Ent : anneau d'entretoises
Ad : aube mobile du distributeur
Bi : biellette d'entraînement de l'aube du distributeur
Anv : anneau de vannage
Tc : tige de commande du distributeur
Ra : roue à aube
Asp : aspirateur
Pal : palier principal
At : arbre turbine

La figure 3.4.b donne quelques indications permettant d'estimer la grandeur d'une roue de turbine Francis.

Cette figure montre également l'évolution de la forme de la roue en fonction de la vitesse spécifique n_q.

Les turbines dites « lentes » (n_q petit) ont un écoulement radial, alors que l'écoulement dans les machines « rapides » (n_q élevé) devient semi-axial.

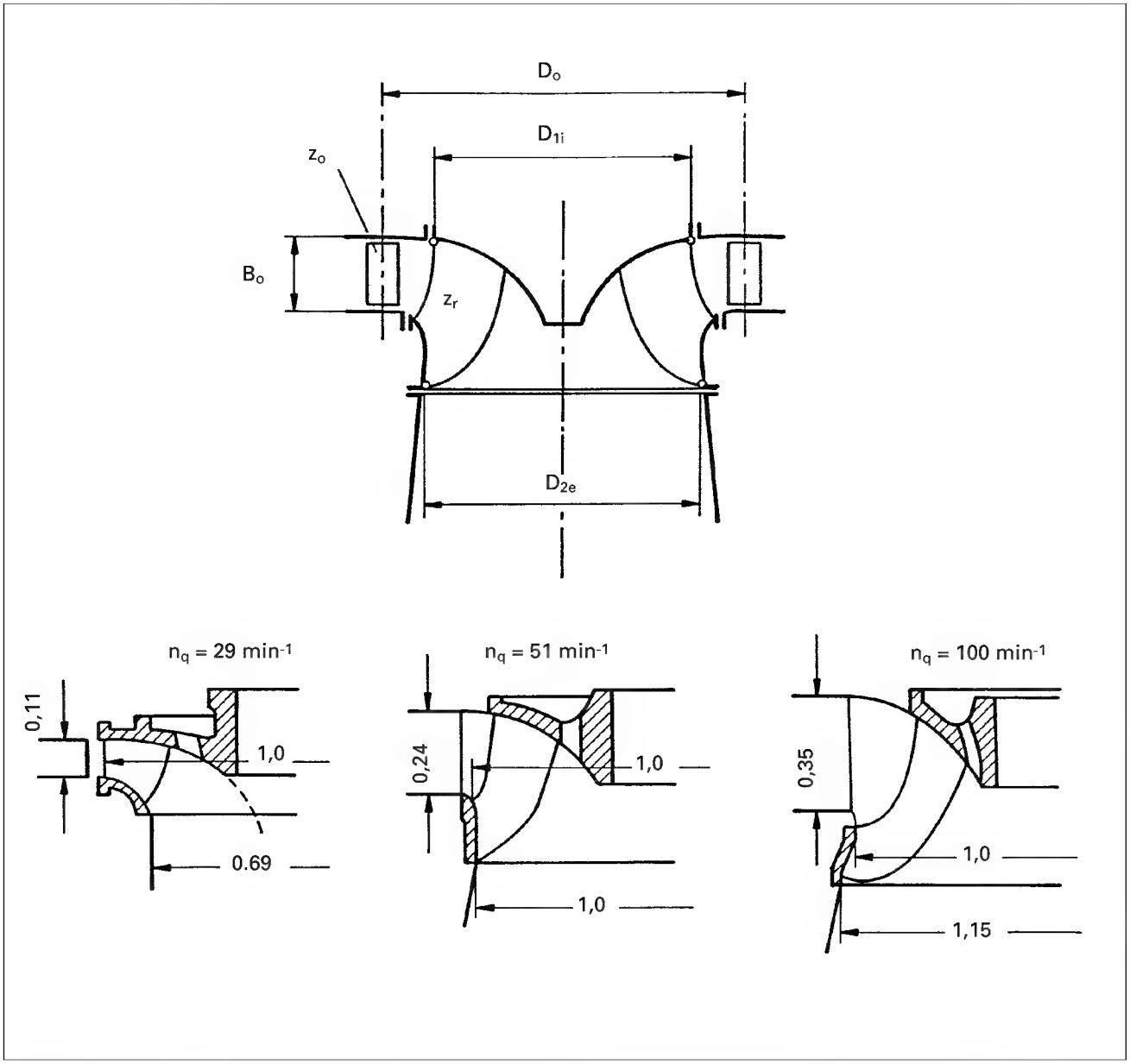


Figure 3.4.b : Dimensions principales d'une roue de turbine Francis pour différentes vitesses spécifiques

$$R_{1i} = \frac{D_{1i}}{2} = \left(\frac{2gH}{\psi_{1i} \cdot \omega^2}\right)^{1/2}$$

avec Ψ_{1i} = 1.65 ... 1,8

$$D_{1i} \cong 64{,}4 \cdot \frac{\sqrt{H}}{n} \quad \text{(m)}$$

$$R_{2e} = \frac{D_{2e}}{2} = \left(\frac{Q/\Pi}{\varphi_{2e} \cdot \omega}\right)^{1/3}$$

avec φ_{2e} = 0,26 ... 0,28

$$D_{2e} \cong 4{,}44 \cdot \left(\frac{Q}{n}\right)^{1/3} \quad \text{(m)}$$

H : chute nette (m)
Q : débit au rendement maximum (m^3/s)
ω : vitesse de rotation (rad/s)
n : vitesse de rotation (t/min)
z_o : nombre d'aubes du distributeur
z_r : nombre d'aubes de la roue

3.5 Pompe inversée

La pompe inversée est une pompe standard qui est utilisée comme turbine en inversant le sens de l'écoulement de l'eau ainsi que celui de la rotation de l'arbre.

Son fonctionnement peut se comparer à celui d'une turbine Francis dont le distributeur resterait en position fixe.

Il s'agit d'une machine simple et bon marché (prix inférieur à la moitié de celui d'une turbine construite sur mesure).

Son application va des hautes aux basses pressions, mais reste cependant limitée pour les raisons suivantes:

- la pompe inversée ne peut travailler qu'à débit constant;
- en cas de décharge brusque (panne du réseau électrique), elle peut provoquer d'importants coups de bélier dans les conduites, car son débit à l'emballement est inférieur à son débit nominal;
- sa construction mécanique doit être contrôlée en vue du fonctionnement en turbine (paliers, joints, vitesse d'emballement);
- son rendement est inférieur à celui d'une turbine.

Il est important de noter que le point de fonctionnement optimal d'une pompe utilisée comme turbine est notablement différent de celui de la même machine utilisée comme pompe.

La chute nette optimale en régime turbine est environ 1.3 à 1.6 fois celle de la pompe, et le débit 1.2 à 1.4 fois, ceci pour une vitesse spécifique n_q comprise entre 30 et 100.

La sélection d'une pompe utilisée comme turbine reste l'affaire de spécialistes, et il est recommandé de travailler avec des fournisseurs de pompes ayant de l'expérience dans ce domaine, capables de fournir des courbes caractéristiques garanties et si possible mesurées sur banc d'essai en usine.

La figure 3.5 présente les courbes caractéristiques complètes d'une pompe à vitesse de rotation constante.

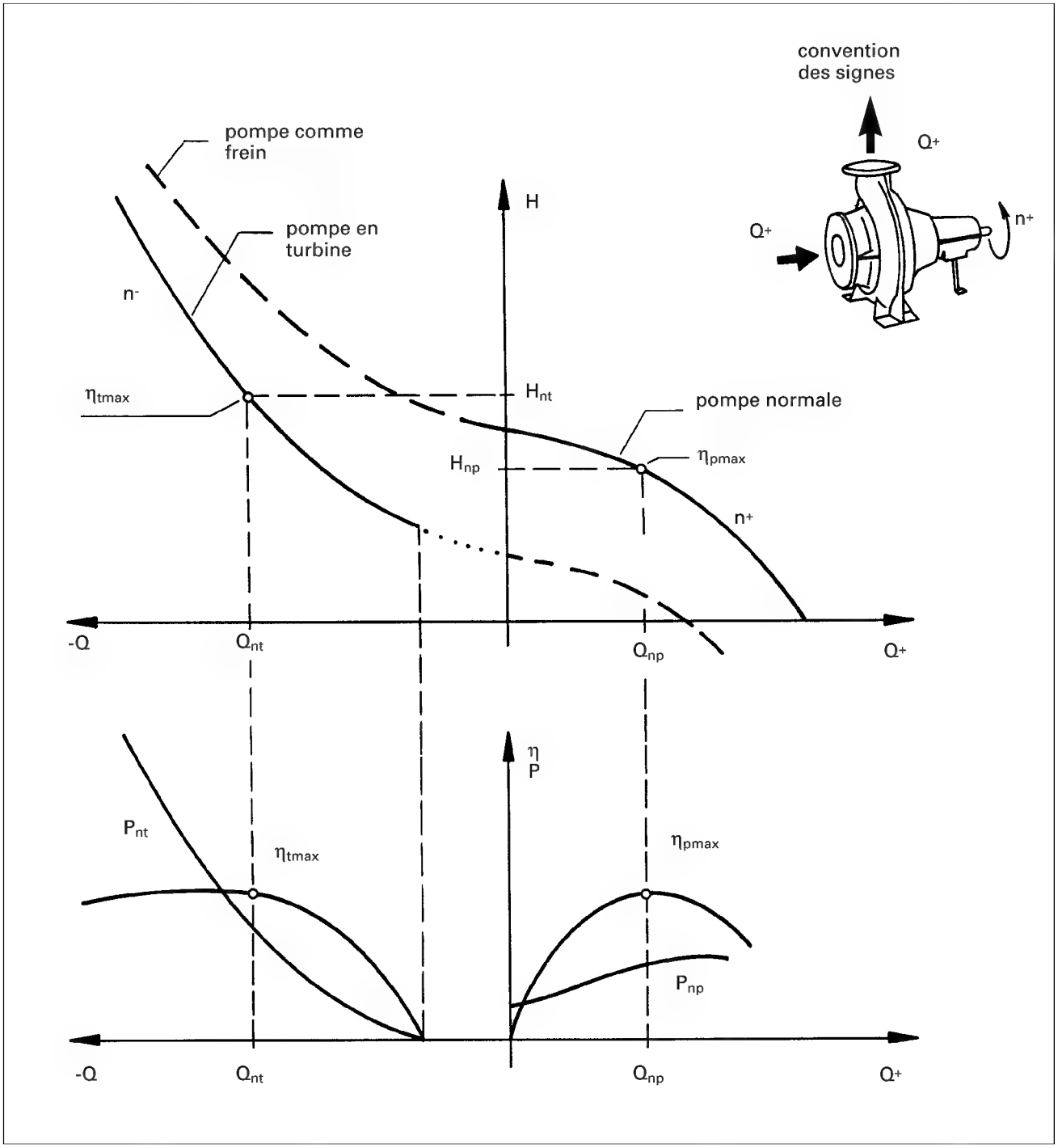


Figure 3.5 : Courbes caractéristiques complètes d'une pompe à vitesse de rotation constante

Q_{np}, H_{np}, η_{pmax} : point de fonctionnement optimum comme pompe
Q_{nt}, H_{nt}, η_{tmax} : point de fonctionnement optimum comme turbine

n : vitesse de rotation
Q : débit
H : chute (ou charge)
P : puissance
η : rendement

3.6 Turbines hélice et Kaplan

Les turbines hélice et Kaplan sont les plus appropriées pour le turbinage des faibles chutes. Elles se particularisent par leur roue qui est similaire à une hélice de bateau, et dont les pales sont fixes (turbine hélice) ou réglables en marche (turbine Kaplan).

Ces machines sont classées en fonction de:

a) leurs possibilités de réglage, selon les exigences du site:
- turbine hélice à pales et distributeur fixes: pour des débits constants, puissance fixe;
- turbine hélice à pales fixes et distributeur mobile: pour des débits élevés et peu variables;
- turbine Kaplan à pales variables et distributeur fixe: permet de turbiner à bon rendement des débits variant entre 30 et 100%;
- turbine Kaplan à pales et distributeur réglables: adaptée pour des débits très variables, entre 15 et 100%. Il s'agit de la machine la plus compliquée avec ses deux possibilités de régulation qui doivent être accordées ensemble pour donner les résultats voulus: pour chaque position de pale, le distributeur doit être calé sur l'angle qui donne le meilleur rendement total.

En pratique, le signal de la régulation commande l'un des deux organes (par exemple la roue) et le second est asservi au premier selon une loi de corrélation qui donne automatiquement la position optimale, par une came ou une programmation électronique.

b) le type d'écoulement
- la roue d'une turbine Kaplan peut être placée dans un distributeur classique, comme sur une turbine Francis.
  L'écoulement est radial dans le distributeur, puis axial à travers la roue.
  La turbine est placée soit dans une bâche spirale, soit dans une chambre d'eau, comme la turbine Francis de la figure 3.4.a.
- le distributeur peut être conique, ou axial, et l'écoulement subit ainsi un minimum de changement de direction. C'est le type de machine qui est représentée sur la figure 3.6.a, qui en présente les composants principaux.

  Cette disposition permet d'obtenir une construction très compacte: la turbine peut être intégrée dans une conduite, ce qui simplifie le génie civil.

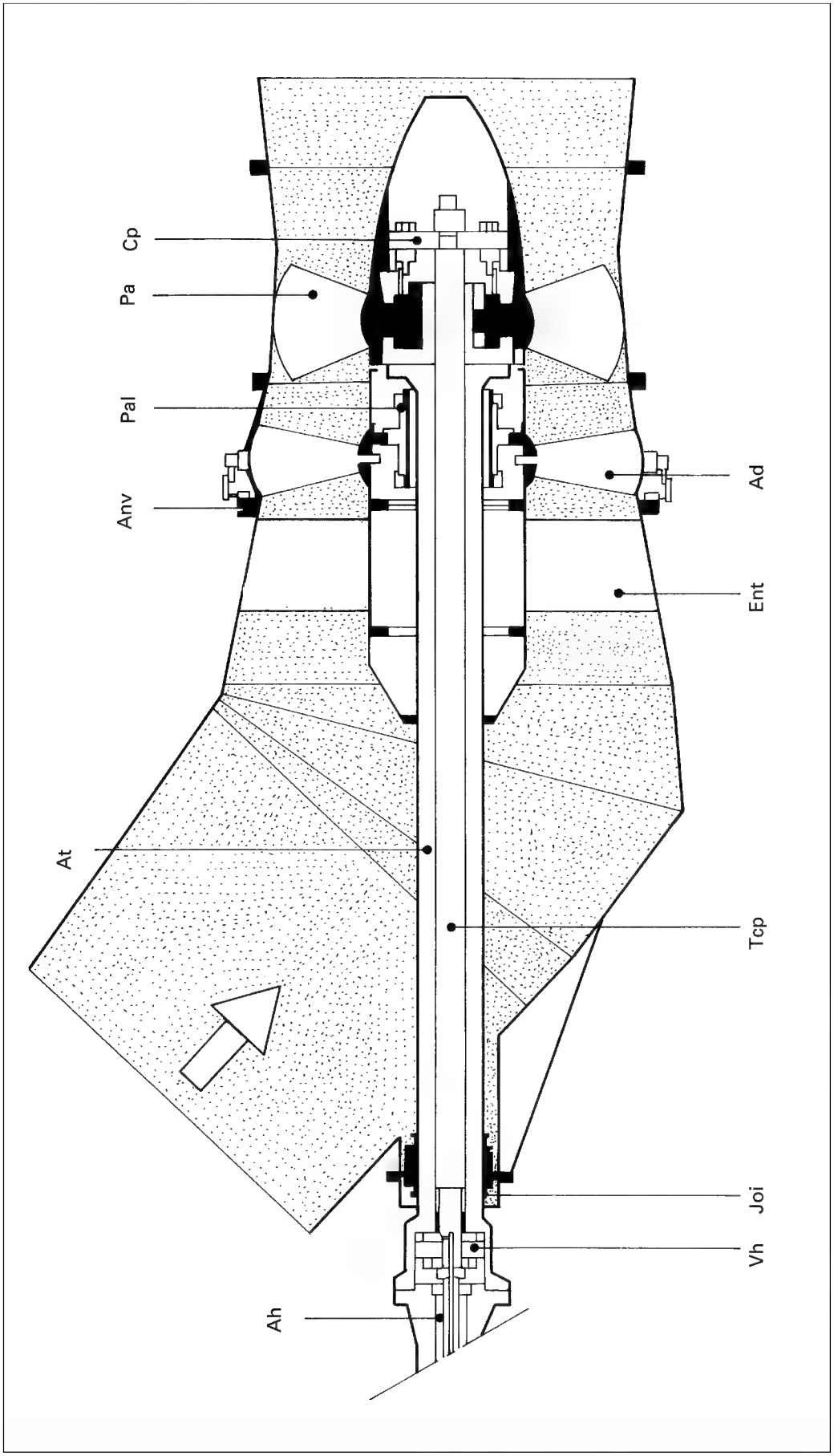


Figure 3.6.a : Composants principaux d'une turbine Kaplan

Ah: alimentation huile
Vh: vérin de commande de la roue
Joi: joint d'arbre
Tcp: tige de commande des pales de la roue
At: arbre turbine

Ent: entretoises
Anv: anneau de vannage
Ad: aubage du distributeur
Pal: palier
Pa: pale mobile de la roue
Cp: commande des pales de la roue

D'où la variété des dispositions possibles :

- turbine dans conduite en siphon ;
- turbine en S dans conduite (amont ou aval);
- turbine bulbe ;
- turbine immergée monobloc (voir figure 4.1.4.c).

La figure 3.6.b désigne les dimensions principales d'une turbine Kaplan à distributeur radial, avec les indications pour estimer approximativement le diamètre de la roue.

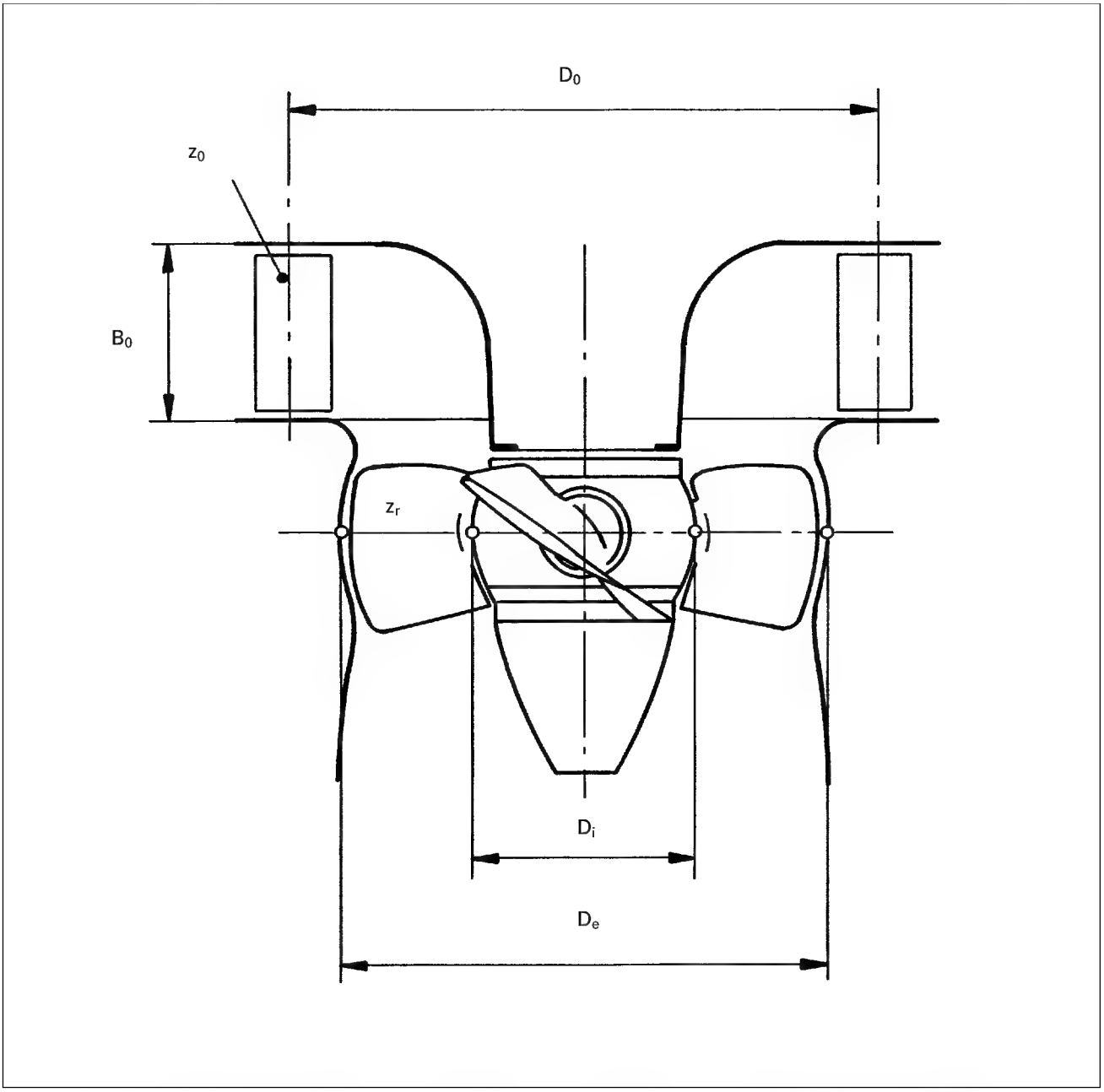


Figure 3.6.b: Dimensions principales d'une turbine Kaplan et calcul approximatif du diamètre de la roue

$$D_e \cong 84{,}6 \cdot c_{ue} \cdot \frac{\sqrt{H}}{n} \quad \text{(m)}$$

H: chute nette (m)
n: vitesse de rotation (t/min)
c_{ue}: coefficient de vitesse, fonction de la vitesse spécifique n_q

c_{ue}:	1.2	1.4	1.51	1.65	1.75	1.85	1.95
n_q:	100	125	150	175	200	225	250

D_e: diamètre indicatif du manteau de la roue (m)
D_i: diamètre du moyeu de la roue (m)
z_0: nombre d'aubes du distributeur
z_r: nombre d'aubes de la roue

4. Sélection d'une turbine et appel d'offres

4.1 Sélection d'un ou plusieurs types de turbines 88
4.1.1 Chute brute et chute nette en fonction du débit 88
4.1.2 Courbe des rendements des turbines en fonction du débit 92
4.1.3 Vitesse de rotation du groupe turbine-générateur 94
4.1.4 Implantation de la turbine 96
4.1.5 Disposition du groupe 102
4.1.6 Marche à suivre pour sélection préliminaire 104

4.2 Appel d'offres préliminaires 104
4.2.1 Procédure proposée pour un appel d'offres 104
4.2.2 Demande d'offres budgétaires 105

4.3 Cahier des charges pour appel d'offres 106

4.1 Sélection d'un ou plusieurs types de turbines

La sélection d'un type de turbine va être fonction non seulement de la chute nette et du débit, mais aussi des données spécifiques au site sur lequel la machine sera installée.

4.1.1 Chute brute et chute nette en fonction du débit

Dans quelle mesure la chute va-t-elle varier :

- en fonction du débit (pertes de charge) ;
- en fonction des conditions hydrologiques extrêmes (par exemple élévation du niveau aval en cas de crue) ;
- en fonction du concept de l'aménagement (hauteur de chute variable dans un réservoir d'accumulation par exemple).

Il est donc utile d'établir le plus exactement possible les conditions d'exploitation, en gardant en mémoire qu'une turbine à réaction, de type Francis ou Kaplan, s'adapte mieux à des fortes variations de chute relative qu'une turbine à action, Pelton ou Crossflow.

Les abaques, figures 4.1.1.a (turbines) et 4.1.1.b (pompes inversées) permettent de présélectionner un type de turbine en fonction de la chute et du débit.

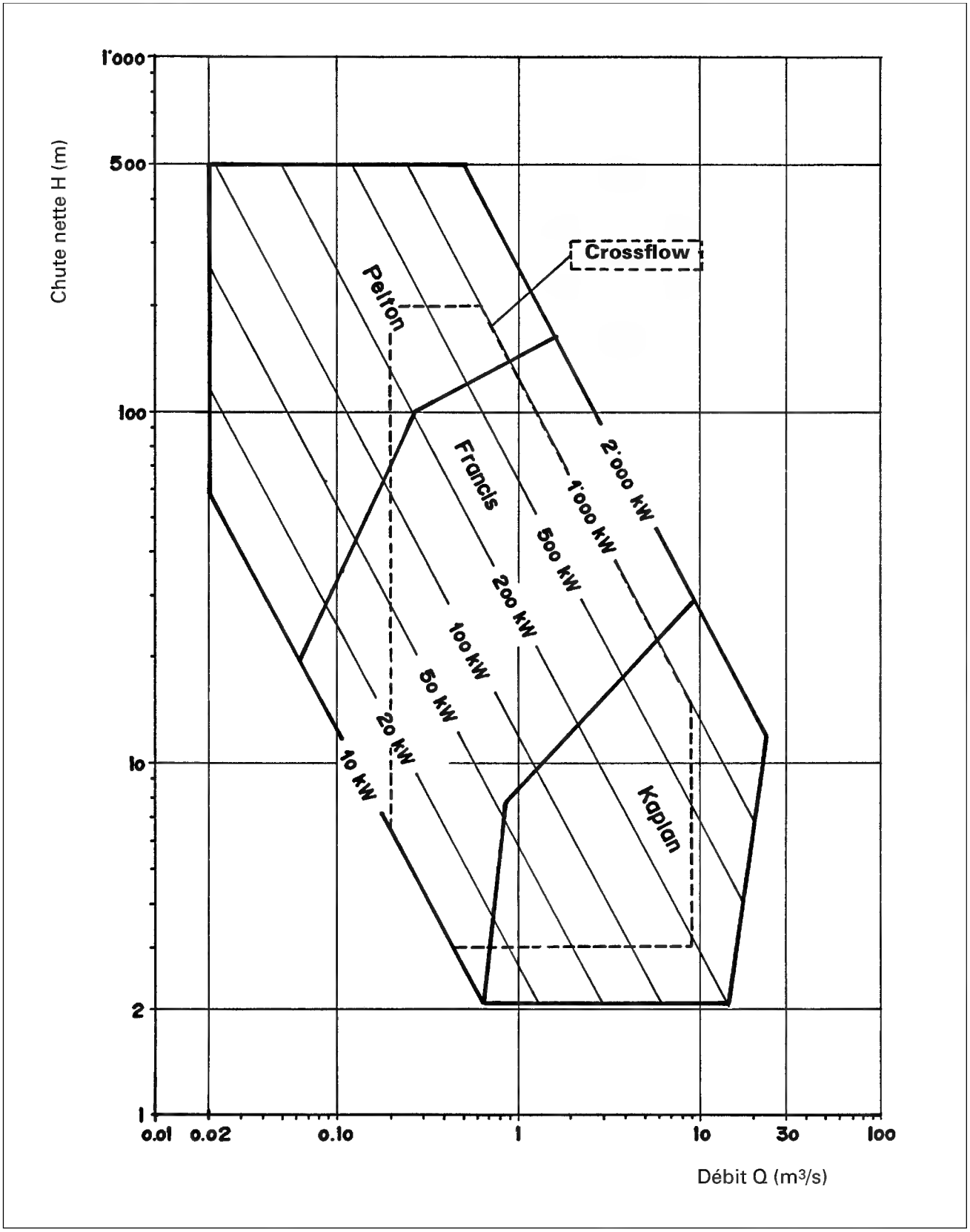


Figure 4.1.1.a: Domaine d'utilisation des différents types de turbines (chutes nettes, débits, puissances)

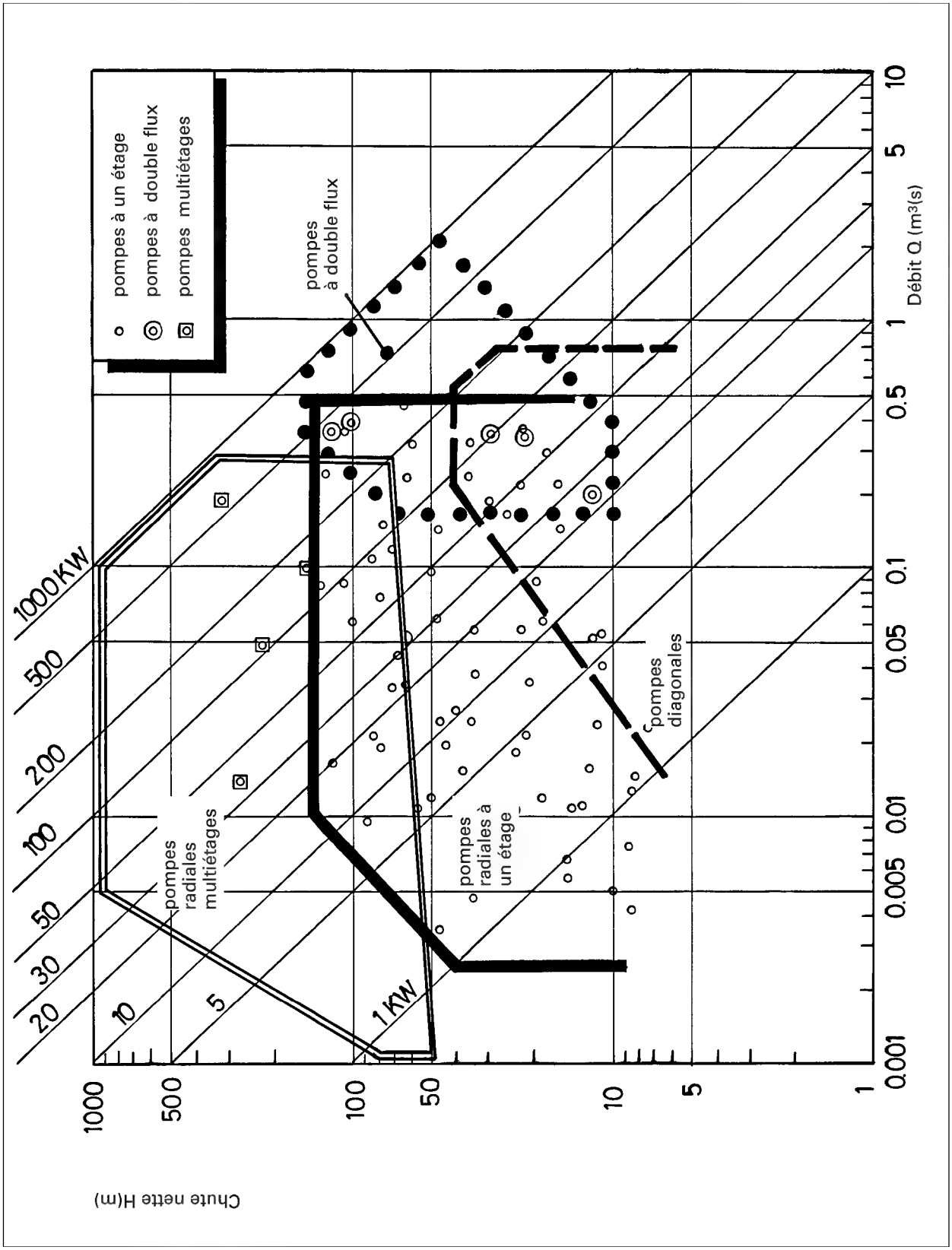


Figure 4.1.1.b: Domaine d'utilisation (chute nette, débit, puissance) des pompes inversées utilisées comme turbine

4.1.2 Courbe des rendements des turbines en fonction du débit

Le débit à disposition et sa variation annuelle va également influencer le choix de la turbine:

- **débit constant** (eau excédentaire en permanence) turbine à ouverture fixe, par exemple pompe inversée, turbine hélice à pales fixes, Pelton à injecteur fixe;
- **débit peu variable**, la turbine fonctionne peu d'heures par année à faible charge. Dans ce cas, une turbine Francis ou une turbine Kaplan à distributeur fixe, avec un excellent rendement au débit nominal et défavorable en dessous de 40% de ce débit, peuvent présenter un meilleur bilan économique que par exemple une turbine Crossflow, moins chère, mais avec un moins bon rendement de pointe;
- **débit très variable**, la turbine fonctionne souvent à faible débit. Dans ce cas, une turbine Crossflow peut être plus favorable qu'une turbine Francis, malgré son rendement maximum inférieur.
  Une turbine Pelton à jets multiples est supérieure à une turbine Francis, une turbine Kaplan à double réglage meilleure que des machines à simple réglage de prix inférieur.

Dans certains cas, l'installation de deux turbines peut constituer la solution énergétiquement et économiquement la plus favorable (2 turbines accouplées à un générateur ou 2 groupes indépendants).

La forme des courbes de rendement, ainsi que les valeurs maximum indiquées à la figure 4.1.2 permettent une première comparaison entre les divers types de turbines.

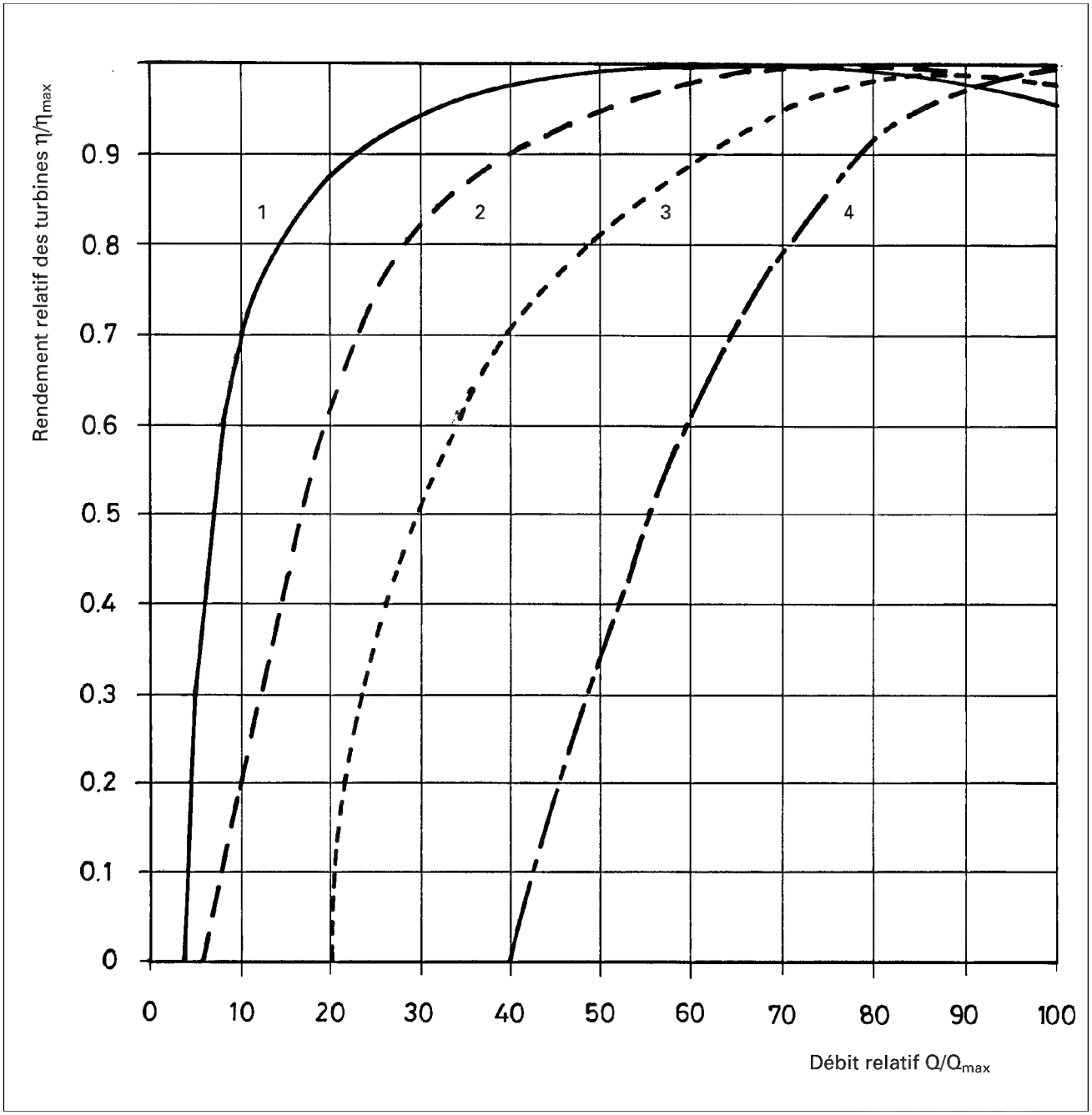


Figure 4.1.2: Forme des courbes de rendement de différentes turbines pour des débits variables

Ordre de grandeur des rendements maximum η_{max}:

Courbe 1:	Turbine Pelton	η_{max} = 84 - 90 %
	Turbine Crossflow à 2 cellules	η_{max} = 78 - 84 %
Courbe 2:	Turbine Kaplan	η_{max} = 84 - 90 %
Courbe 3:	Turbine Francis	η_{max} = 84 - 90 %
	Turbine Crossflow à 1 cellule	η_{max} = 78 - 84 %
Courbe 4:	Pompe inversée	η_{max} = 75 - 90 %

4.1.3 Vitesse de rotation du groupe turbine-générateur

La vitesse de rotation d'un générateur est liée à la fréquence constante du réseau 50 Hz.

Les générateurs synchrones, selon leur nombre de pôles, tourneront aux vitesses suivantes:

1 paire de pôles	n = 3000 t/min
2 paires de pôles	n = 1500 t/min
3 paires de pôles	n = 1000 t/min
4 paires de pôles	n = 750 t/min
5 paires de pôles	n = 600 t/min
6 paires de pôles	n = 500 t/min

Les vitesses de rotation des générateurs asynchrones seront supérieures de 1 à 2% aux valeurs indiquées, une légère survitesse étant nécessaire pour créer le champ magnétique dans la machine.

En pratique:

- La vitesse maximum est limitée à 1500 t/min (2 paires de pôles), pour tenir compte de la survitesse de l'emballement qui provoque des contraintes mécaniques très importantes au-delà. Pour les valeurs des vitesses d'emballement, voir § 2.1 et § 3.3.
  De ce fait, des génératrices à 1 paire de pôles ne sont que rarement installées (vitesse d'emballement 6000 t/min).
- En dessous de 600 t/min (6 paires de pôles et plus), le volume du générateur, donc son prix par rapport à la puissance installée, augmente parallèlement à une baisse du rendement dû à une augmentation des pertes, en particulier magnétiques.

Lorsque la vitesse de rotation de la turbine est inférieure à 600 t/min, elle entraîne généralement une génératrice à faible nombre de pôles (1000 ou 1500 t/min) par l'intermédiaire d'une transmission à courroie ou d'un multiplicateur à engrenages par exemple.

L'abaque de la figure 4.1.3 permet la sélection ainsi que la comparaison des divers types de turbines en tenant compte de leur vitesse de rotation.

Cette abaque montre bien que deux, voire même trois types de turbines peuvent être considérés pour un site donné:

- Pelton/Francis/Crossflow pour chutes moyennes
- Francis/Crossflow/Kaplan pour chutes basses

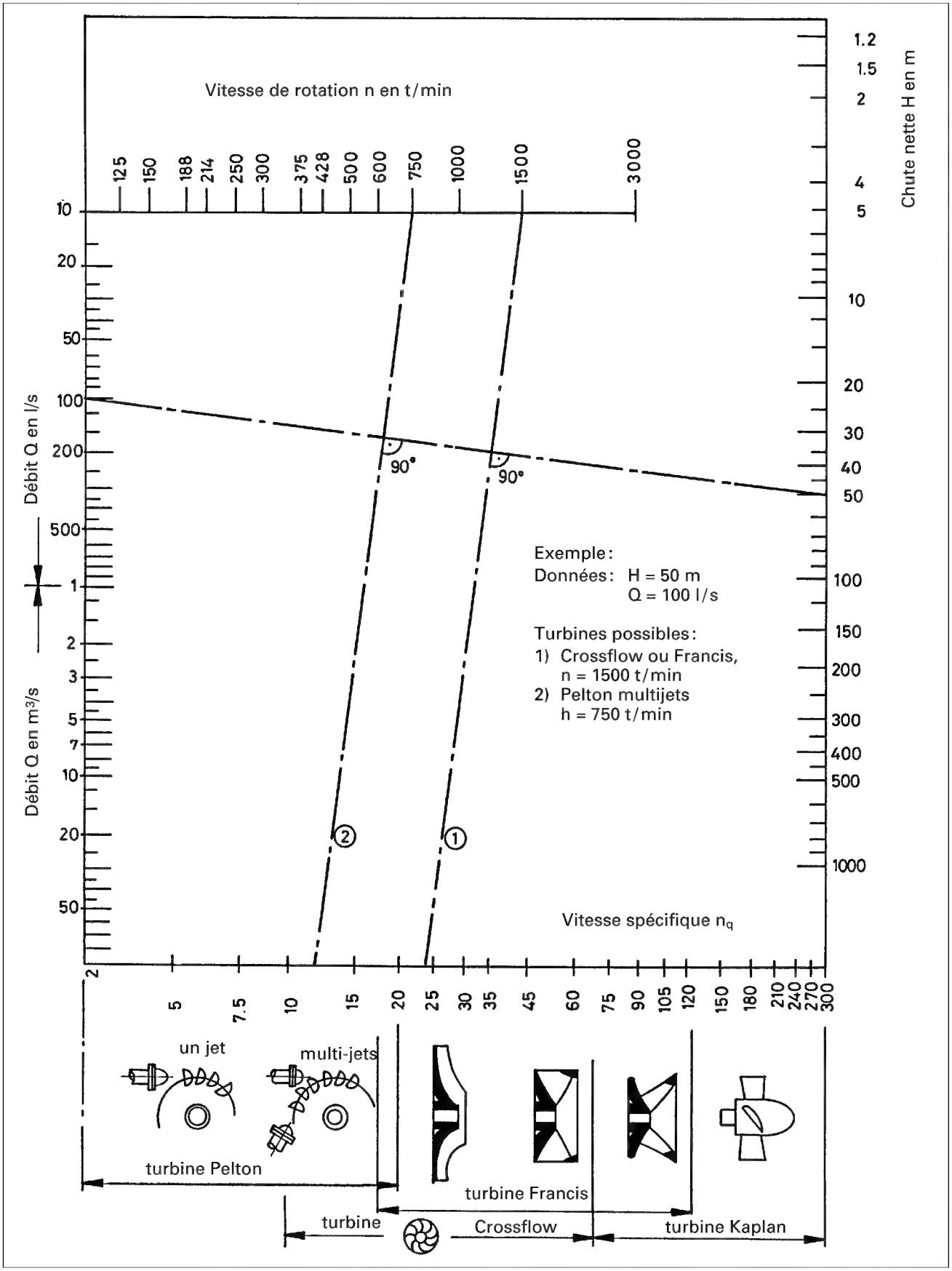


Figure 4.1.3: Abaque de sélection de différents types de turbines

4.1.4 Implantation de la turbine

Pour les **chutes hautes à moyennes**, la turbine sera très certainement alimentée par une conduite forcée et installée au-dessus du niveau aval.

Selon le type de turbine choisi, l'énergie aval, c'est-à-dire la hauteur entre l'axe de la turbine et le niveau d'eau dans le canal de fuite sera partiellement ou totalement perdue:

- turbines Pelton: énergie aval perdue (roue dénoyée)
- turbines Crossflow: 50 à 75% de l'énergie aval pourra être récupérée par l'aspirateur (attention: hauteur d'aspiration limitée à env. 3 m pour raison de cavitation)
- turbines à réaction: (Francis, Kaplan, pompes inversées) l'énergie aval peut être totalement récupérée (pertes incluses dans le rendement de la turbine). La hauteur d'aspiration sera définie par le coefficient de cavitation de la turbine.

La figure 4.1.4.a montre ces trois cas.

La figure 4.1.4.b présente les valeurs du coefficient de cavitation σ en fonction de la vitesse spécifique n_q des turbines à réaction.

Cette courbe permet, au stade de l'avant-projet, de définir provisoirement la hauteur d'implantation de la machine.

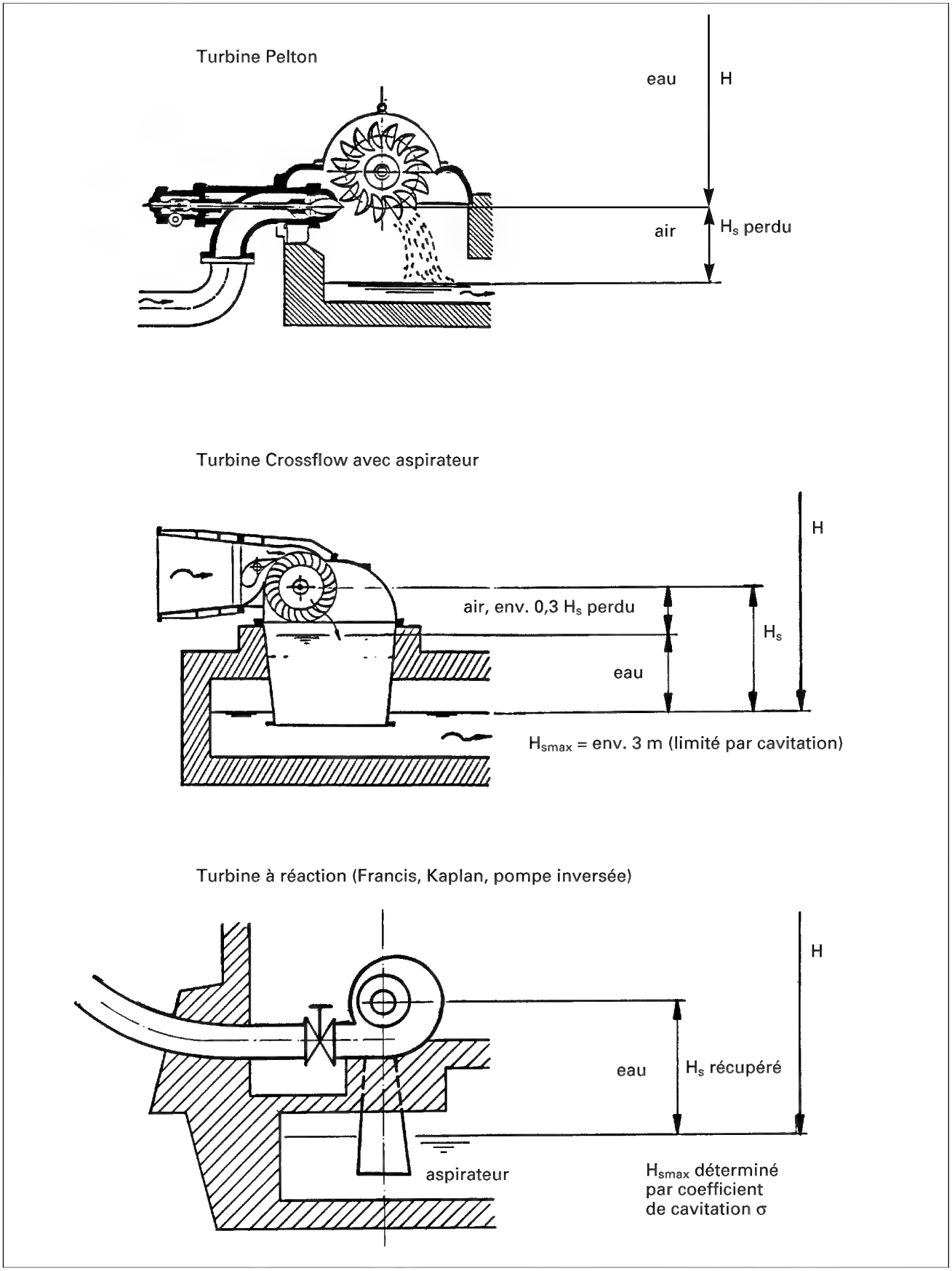


Figure 4.1.4.a: Chute nette et hauteur d'aspiration pour différents types de turbines

Pour les **basses chutes,** il existe une variété de possibilités d'implantation des turbines, qui peuvent avoir un impact important sur les ouvrages de génie civil.

Dans ce contexte, le prix de la turbine n'est pas un critère déterminant, mais bien plutôt les économies que le type de machine choisi peut permettre de réaliser sur l'ensemble des ouvrages.

Implantations possibles:

- turbine Francis ou Kaplan en chambre d'eau ouverte placée à l'extrémité du canal, axe de la machine horizontal ou vertical;
- turbine Kaplan ou hélice type S, en conduite;
- turbine Kaplan, type bulbe;
- turbine Kaplan ou hélice en siphon.

Dans ces cas, il est recommandé d'examiner à l'aide du diagramme de la figure 4.1.4.b la hauteur d'implantation de l'axe de la turbine par rapport au niveau aval **d'étiage** (hauteur d'aspiration maximum).

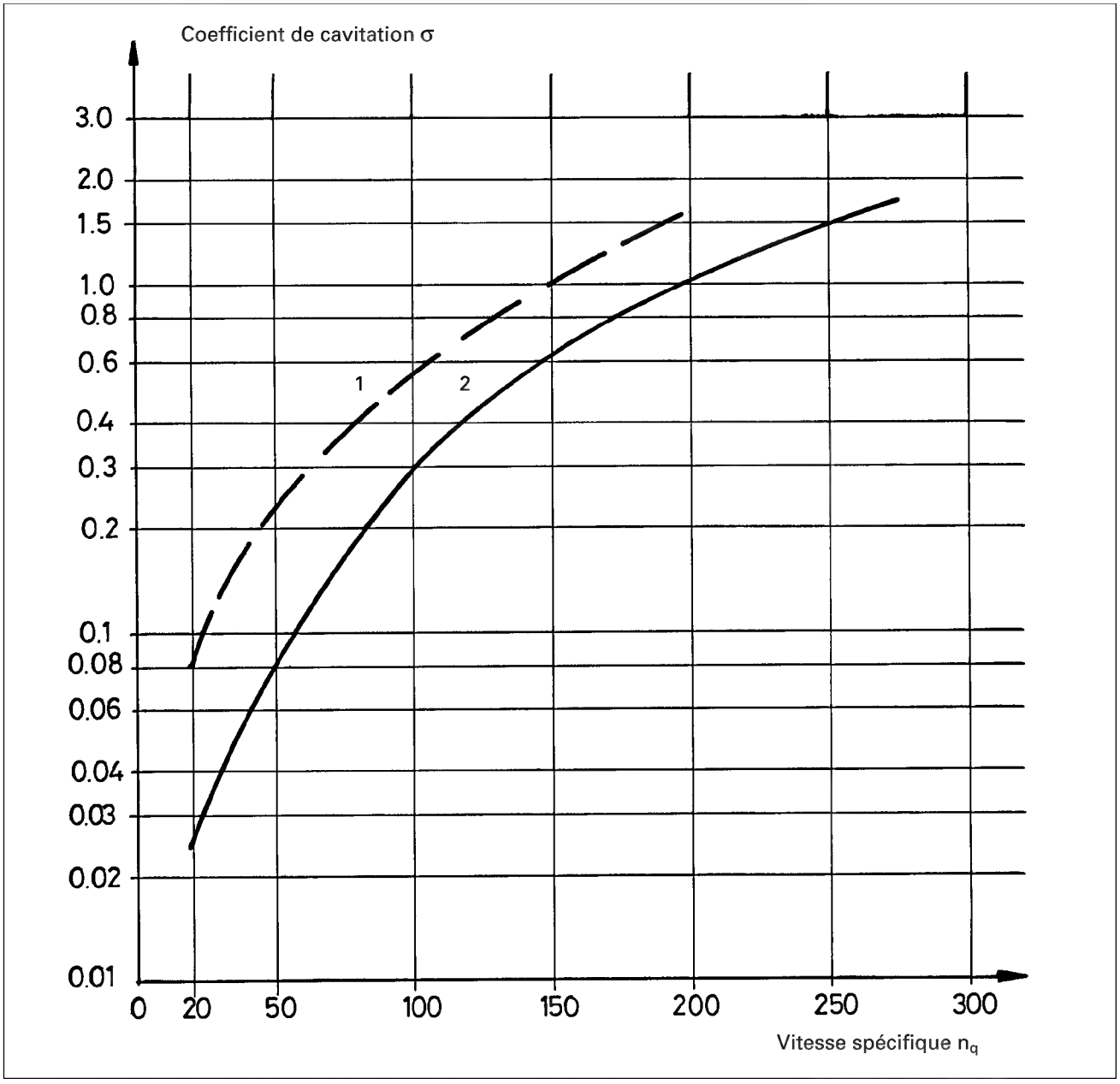


Figure 4.1.4.b: Coefficient de cavitation des turbines à réaction

Courbe 1: σ pompes, à utiliser pour pompes inversées
Courbe 2: σ turbines Francis et Kaplan

Calcul de la hauteur d'aspiration H_s:

$$H_s = H_a - H_v - \sigma \cdot H$$

H_a = pression atmosphérique (m)
altitude 500 m $H_a \cong 9.5$ m
altitude 1000 m $H_a \cong 9.0$ m

H_v = pression de dégagement de vapeur de l'eau (m), fonction de la température de l'eau T

T = 8°C $H_v = 0.1$ m
T = 24°C $H_v = 0.3$ m

H = chute nette maximum au débit maximum de la turbine (m)

Voir aussi figure 3.2.4

La figure 4.1.4.c présente quelques implantations de turbines basse chute parmi les nombreuses possibilités offertes par les constructeurs.

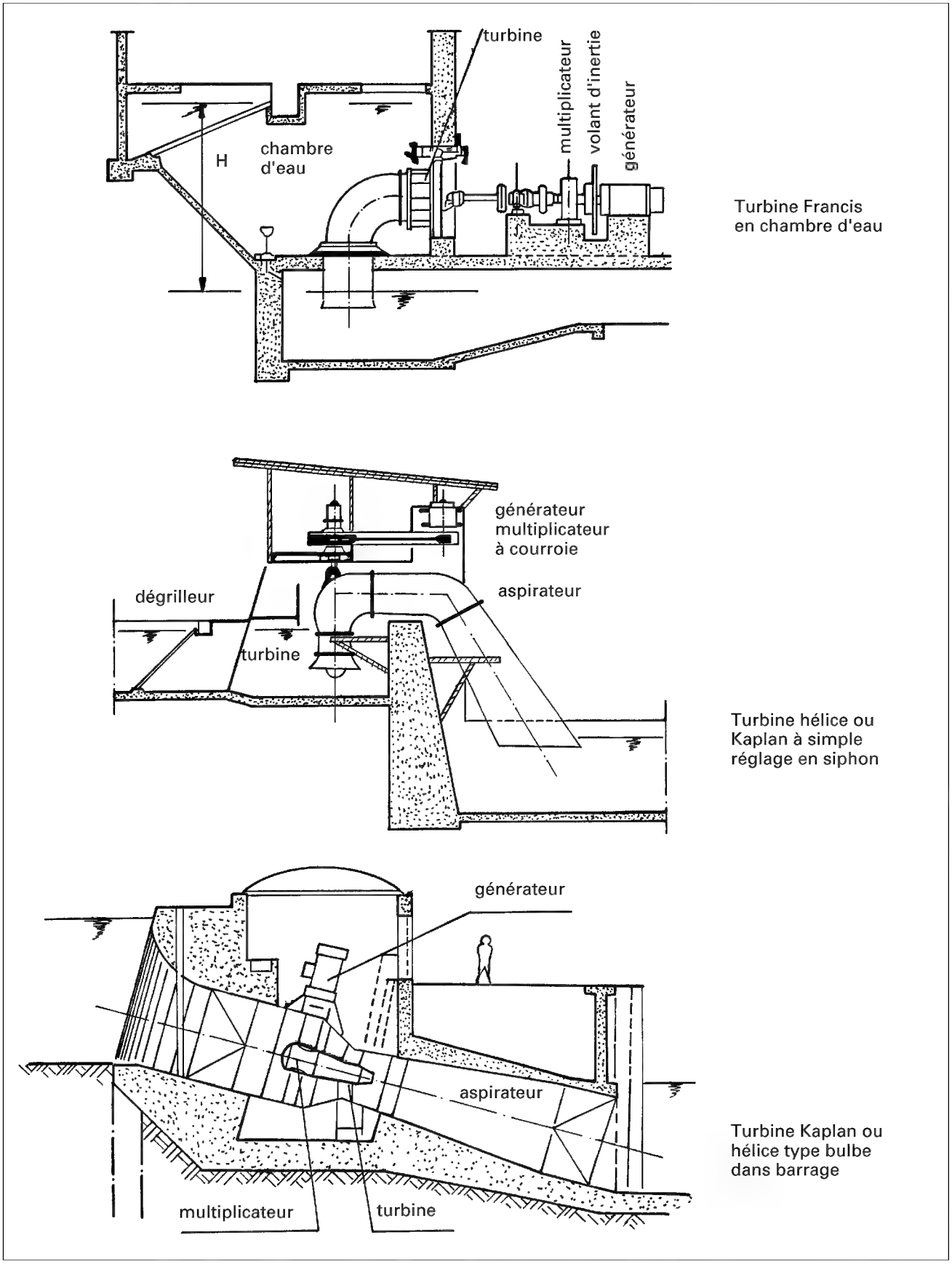


Figure 4.1.4.c Exemples de turbines basse chute et de leur implantation

4.1.5 Disposition du groupe

Il y a trois dispositions principales possibles :

- Roue de la turbine montée sur l'axe du générateur, configuration horizontale ou verticale (monobloc).

  Cette disposition est la moins onéreuse et la plus compacte. Elle exige néanmoins une bonne précision au montage et un dimensionnement particulier des paliers de la génératrice, qui sont très sollicités. Un volant d'inertie peut être monté à l'autre extrémité de la génératrice sur un deuxième bout d'arbre.

- Turbine entraînant directement la génératrice, les deux machines ayant leurs propres paliers et reliées par un accouplement élastique.

  Disposition traditionnelle qui permet de bien séparer les composants mécaniques et électriques de l'installation. Elle permet une meilleure standardisation, la turbine pouvant être aussi utilisée avec une transmission à d'autres vitesses que synchrones.

- Turbine à vitesse lente entraînant la génératrice par l'intermédiaire d'un multiplicateur de vitesse (courroie ou engrenages).

  Pour autant que cela soit techniquement possible, la transmission par courroie plate sera préférée au multiplicateur à engrenages (plus silencieuse, entretien quasi nul, pas de vidange périodique d'huile).

La figure 4.1.5 présente différentes dispositions possibles du groupe turbine-générateur.

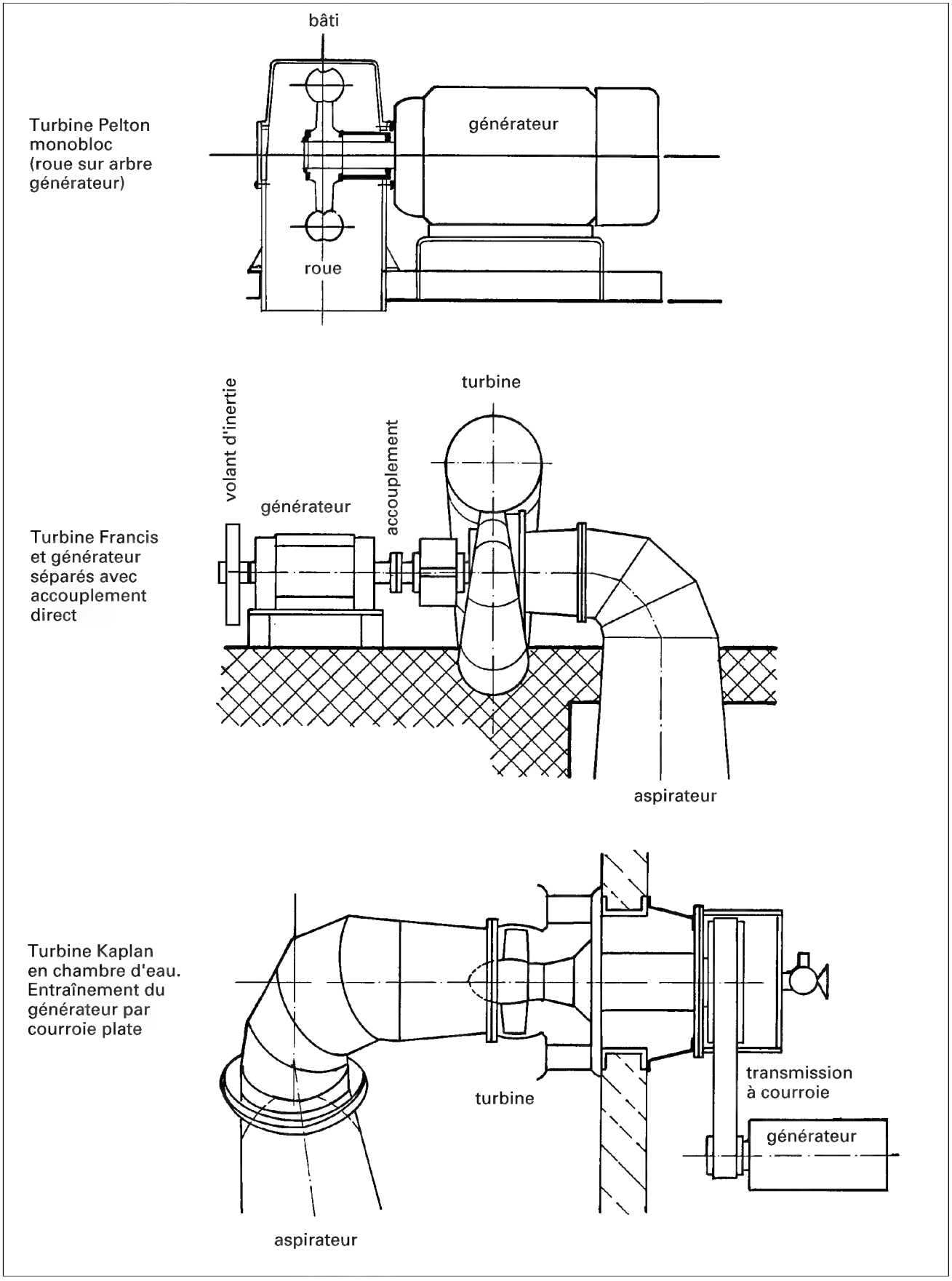


Figure 4.1.5: Dispositions possibles de groupes turbine-générateur

4.1.6 Marche à suivre pour sélection préliminaire

1. Définir les données hydrauliques du site: chute brute, chute nette, débit et le domaine de fonctionnement de la turbine (voir figure 1.4.1).

2. Sélectionner provisoirement un, deux ou trois types de turbines (voir figures 4.1.1.a et 4.1.1.b).

3. Sélectionner un, deux ou trois types de turbines en tenant compte de la vitesse de rotation, en recherchant autant que possible une vitesse synchrone permettant d'accoupler directement la turbine au générateur (voir figure 4.1.3).

4. Confirmer la sélection ou éliminer l'un ou l'autre type de machine en fonction:
   - de la courbe de rendement désirée (voir figure 4.1.2);
   - de la vitesse de rotation qui détermine la taille donc le coût du groupe;
   - de l'implantation sur le niveau aval (turbine avec ou sans aspirateur) et des structures du génie civil nécessaires (voir figures 4.1.4.a et 4.1.4.c).

5. Choisir une disposition du groupe en fonction de la place dans la centrale et de critères relatifs à l'exploitation (par exemple, la qualification du personnel chargé de l'entretien et de la révision peut influencer le choix de la disposition du groupe).

4.2 Appel d'offres préliminaires

4.2.1 Procédure proposée pour un appel d'offres

1. Sélection préliminaire d'un à trois types de turbines (voir § 4.1.6)
2. Demande d'offres budgétaires (prix +/- 20%) à un cercle aussi large que possible de fournisseurs.
3. Sur la base des offres budgétaires et des propositions techniques reçues, appel d'offres définitif à un nombre restreint de fabricants (2 à 4) dont les produits répondent le mieux aux exigences du maître de l'ouvrage (critères techniques, financiers et d'exploitation).

Si le type de turbine et son implantation sont très bien définis, et qu'un nombre restreint de fabricants sont consultés, il est possible de passer directement de l'étape 1 à l'étape 3.

4.2.2 Demande d'offres budgétaires

But

Recevoir des propositions techniques et budgétaires en vue de:

- comparer les solutions techniques de différents constructeurs pour un même type de turbine et apprécier leurs avantages et inconvénients (impact sur le prix du génie civil, complexité/simplicité technique, incidences sur l'exploitation);
- avoir une idée du prix pour fixer le crédit de construction.

Cette demande d'offres sera distribuée à un nombre aussi grand que possible de fournisseurs (en tenant compte de la distance géographique pour assurer un service après-vente de coût raisonnable). En effet, nombre de fabricants ne disposent peut-être pas de la turbine adaptée à ce site donné dans leur programme, ce qui fait que l'on peut s'attendre à ce qu'un certain nombre de demandes restent sans réponse.

Contenu

La demande d'offres budgétaires contiendra les informations minimales suivantes:

- domaine de fonctionnement prévisible de la turbine (chute brute, chute nette, débit)
- implantation et dispositions désirées, ou préférées (joindre si possible un croquis de la centrale)
- type de fonctionnement: entraînement mécanique direct, production d'électricité en îlot ou en parallèle sur le réseau, autre...

Les spécifications techniques de la demande d'offres budgétaires sont volontairement limitées, afin que le fabricant ait toute latitude de proposer un équipement faisant partie de son programme standard et que le travail nécessaire pour la préparation de son offre reste de faible ampleur.

Les informations suivantes lui seront demandées:

- courte description de l'équipement proposé, accompagnée d'une documentation technique (prospectus et/ou dessins d'installations similaires déjà réalisées);
- prix budgétaire et délai probable de fabrication;
- performances, en particulier rendements prévisibles;
- implantation, en particulier hauteur d'aspiration possible (pour turbine Crossflow ou turbine à réaction);
- liste de références de machines semblables avec nom, adresse et N° de tél./fax de l'exploitant.

En conclusion

L'appel d'offres préliminaires permet au maître de l'ouvrage d'avoir une bonne vision de la technologie à disposition et de se déterminer sur le concept définitif de son installation en se concentrant sur une ou deux variantes choisies parmi les offres reçues.

Il peut compléter son information en visitant une ou plusieurs des installations citées en référence par les constructeurs et en questionnant les exploitants sur les éventuels problèmes d'exploitation.

Ces informations lui permettront de faire réaliser le projet définitif de sa centrale et de préparer le cahier des charges pour l'appel d'offres concernant l'équipement électromécanique.

4.3 Cahier des charges pour appel d'offres

1. Description générale du projet

Extrait ou résumé du projet permettant au fabricant de situer son offre dans le contexte général.

Localisation géographique, voies d'accès.

2. Données hydrauliques

Chute brute H_b, chute nette H et plage des débits Q de fonctionnement de la turbine sous forme de tabelle : H - Q,
d'une formule $H = H_b - A \cdot Q^2$
ou d'un diagramme, courbes H_b, H, Q.

Il est également utile d'indiquer le domaine de fonctionnement normal et exceptionnel de la turbine si la chute H est variable pour un débit donné (remontée du niveau aval en cas de hautes eaux, réservoir).

3. Données du site

Altitudes : de la prise d'eau et de la centrale

En amont de la turbine :

- canal d'amenée : longueur, section, pente ;
- conduite forcée : longueur, diamètre, épaisseur paroi, matériau.

Joindre éventuellement un profil en long.

En aval de la turbine:
- cote de l'axe de la turbine
- cote du plan d'eau aval à débit nul
  à débit nominal
  lors d'une crue

Ceci en vue de fixer la hauteur d'aspiration.

Joindre un dessin ou croquis du bâtiment de la centrale avec indication des niveaux, un plan de la chambre d'eau selon le type de turbine prévu.

4. Régimes non stationnaires

Indiquer le coup de bélier admissible (par exemple en % de la chute brute, généralement entre 10 et 25 %, type et longueur de conduite) pour différents cas de fonctionnement:
- démarrage et arrêt normal;
- mise en décharge brusque avec fonctionnement vanne de sécurité;
- mise en décharge brusque sans vanne de sécurité (turbine à l'emballement).

5. Liste et limites des fournitures

Par exemple:

Position 1:	vanne de sécurité automatique
Position 2:	tuyau de liaison avec turbine
Position 3:	turbine avec aspirateur
Position 4:	générateur (voir manuel PACER N° 724.247.2f Générateurs et installations électriques)
Position 5:	montage du groupe
Position 6:	options (par exemple volant d'inertie)

6. Spécification position 1: vanne de sécurité automatique

Type désiré:	(par ex. vanne à clapet excentrique)
Diamètre nominal:	DN...
Type de commande:	eau, huile, électricité
Fonction sécurité:	par batterie, par contrepoids, par vérin hydraulique et accumulateur, etc.
Revêtement:	émail, époxy, autre selon matériau de la vanne

A joindre à l'offre par le fournisseur:

- description et spécifications techniques;
- liste des matériaux des différents composants;
- dessin d'encombrement, si possible dessin d'ensemble avec coupes et liste de pièces.

7. Spécification position 2: Tuyau de liaison avec turbine

- Diamètre et épaisseurs
- Dimensions et type des brides
- Matériau et revêtement

Ces indications sont définies soit par l'ingénieur du projet, soit par le fournisseur.

8. Spécification position 3: Turbine

A spécifier par l'ingénieur du projet:

- un ou deux types de turbines;
- vitesse de rotation préférée (par exemple pour accouplement direct du générateur);
- conditions de fonctionnement:
  - normales: par ex. en parallèle sur le réseau avec régulation de niveau,
  - emballement: durée admissible sans dommage pour les machines (par ex. 60 min),
  - temps minimum de manœuvre du distributeur ou du pointeau (pour bonne régulation du débit sans dépassement du coup de bélier admissible);
- niveau des vibrations, par exemple:
  - RMS inférieur à 2 mm/s dans toutes les directions (selon norme allemande VDI 2056),
  - pas de vitesses critiques ou fréquences propres entre 0.5 et 2.5 fois la vitesse nominale du groupe,
  - pas de vibrations ou fluctuations de pression induites par effet torche (pour les turbines Francis, hélice, Kaplan, pompes inversées);
- cavitation: fonctionnement hors cavitation à tous débits ;
- pression d'essai: par exemple 1.5 fois la pression nominale ou selon normes pour conduites;
- construction: monobloc, accouplement entre turbine et générateur ou entraînement par courroie plate (ou réducteur).

A spécifier par l'ingénieur ou selon proposition du constructeur

- matériaux:
  - roue: généralement acier inoxydable ou bronze d'aluminium, selon qualité de l'eau,
  - distributeur ou pointeau: généralement acier inoxydable, éventuellement bronze/bronze d'aluminium,
  - bâche, châssis: généralement acier inoxydable, acier normal ou fonte avec revêtement anticorrosion.

Note: la fonte donne les meilleurs résultats du point de vue isolation phonique et amortissement des vibrations

- commande de l'ouverture de la turbine:
  - par vérin ou moteur électrique,
  - par groupe et vérin hydraulique;
- surveillance/contrôle/mesures:
  - ouverture de la turbine: par contact électrique fin de course et/ou par capteur de position (par ex. potentiomètre),
  - température des paliers: sondes électriques (par ex. Pt 100),
  - niveau d'huile: indicateur visuel ou sonde électrique,
  - pression amont et aval de la turbine par manomètres (recommandé: classe de précision 1%, prises de pression selon normes CEI ou ISO),
  - autres selon proposition du constructeur.

Documents/informations à fournir avec l'offre

Caractéristiques techniques et mécaniques de la turbine, en particulier:

– vitesse et puissance nominales;
– vitesses et débits d'emballement;
– moment d'inertie des masses tournantes;
– rendements garantis sur la plage chute/débit spécifiée;
– courbe débit – ouverture de la turbine.

Dessins:

– d'encombrement du groupe avec dimensions utiles pour le génie civil et le raccordement aux conduites;
– dessin d'ensemble de la turbine, vues en coupe montrant les principaux détails de la construction (roue, paliers, joints, etc.);
– liste des pièces principales avec indication des matériaux utilisés
– spécification protection anticorrosion;
– type, lubrification et durée de vie calculée des paliers;
– description du système de réglage du débit;

– pour les turbines Kaplan et Francis, mesures prévues pour supprimer l'effet de la torche de cavitation (par exemple injection d'air).

9. Garanties et pénalités

Les garanties demandées au constructeur concernent:

– valeurs minimales des rendements de la turbine, du générateur et du multiplicateur en fonction du débit;
– valeur du débit maximum;
– tenue mécanique du groupe;
– résistance à l'usure (cavitation);
– résistance à la corrosion.

Les défauts constatés seront corrigés directement par le constructeur, qui prendra à sa charge les coûts des pièces et de la main-d'œuvre.

Pour pallier au non respect des garanties, des pénalités sont généralement incluses dans le contrat d'achat.

Ces pénalités, qui peuvent aller du paiement d'une indemnité par le constructeur au maître de l'ouvrage jusqu'au refus pur et simple de l'équipement, sont fixées en fonction du manque à gagner (perte de production qui résulte du non-respect des garanties).

10. Essais de réception

Les valeurs garanties feront l'objet d'une vérification par essais lors de la mise en service de l'équipement.

L'ingénieur en charge du projet doit être conscient que, s'il exige des garanties, il doit aussi être capable de les vérifier.

Les méthodes de mesure, en particulier de la pression et du débit, sont à intégrer au projet de la petite centrale.

Les normes CEI 41 et ASE 3055.1974 donnent des indications utiles à ce sujet.

11. Délais et conditions de paiement

Les délais de fabrication, montage et mise en service seront indiqués par le fournisseur, éventuellement après discussion avec l'ingénieur. Le cahier des charges pourra mentionner les conditions de paiement et les garanties financières demandées au fournisseur en cas de versements d'acomptes.

5. Etude de cas

Sélection de turbines hydrauliques dans le cadre d'avant-projets

5.1 Turbinage du débit d'attrait d'une passe à poissons 112
5.1.1 Description du projet 112
5.1.2 Données du projet 112
5.1.3 But de l'étude de cas 114
5.1.4 Sélection et caractéristiques de la turbine 114

5.2 Turbinage de l'eau potable entre deux réservoirs 116
5.2.1 Description du projet 116
5.2.2 Données du projet 116
5.2.3 But de l'étude de cas 118
5.2.4 Sélection et caractéristiques de la turbine 118

5.3 Microcentrale hydroélectrique au fil de l'eau avec une chute moyenne 120
5.3.1 Description du projet 120
5.3.2 Données 120
5.3.3 But de l'étude de cas 122
5.3.4 Détermination de la chute nette 122
5.3.5 Sélection et caractéristiques de la turbine 123

5.4 Installation à basse chute 124
5.4.1 Description du projet 124
5.4.2 Données 124
5.4.3 But de l'étude de cas 124
5.4.4 Sélection et caractéristiques de la turbine 126

5.1 Turbinage du débit d'attrait d'une passe à poissons

5.1.1 Description du projet

Une centrale hydraulique de grande puissance doit être dotée d'une passe à poissons.

Celle-ci est conçue comme suit:

- Une échelle à poissons par laquelle s'écoule un débit d'environ 700 l/s.
- Tenant compte du débit du cours d'eau, le débit de l'échelle au point de rejet aval ne provoque pas un remous suffisant pour attirer les poissons dans la passe. Il est donc nécessaire d'augmenter le débit à cet endroit par injection d'un débit complémentaire transitant parallèlement à l'échelle à poissons, d'environ 2000 l/s, dans la dernière chambre.

  L'énergie hydraulique de ce débit supplémentaire, dit **débit d'attrait**, sera récupérée par une petite centrale hydraulique.

Le système proposé est représenté schématiquement à la figure 5.1.

5.1.2 Données du projet

Chute brute:	H_b =	21.0 m	(maximum, temps sec)
		20.0 m	(moyen)
		18.0 m	(minimum, hautes eaux)

Le niveau amont est **constant** (régulé par le barrage).

Le niveau aval **varie** en fonction du débit du cours d'eau.

Débit d'attrait turbiné: $Q = 2.0\ m^3/s$ pour H_b moyen

Conduite forcée: Longueur: L = 200 m
Diamètre: D = 1000 mm

Calcul des pertes de charge

Formule de Strickler:

$H_L = v^2 \cdot L/(K^2 \cdot R_h^{4/3})$ (m)

Avec: v = vitesse d'écoulement (m/s)
L = longueur conduite (m)
K = coefficient de rugosité = 75 $m^{1/3}/s$
R_h = D/4 = rayon hydraulique

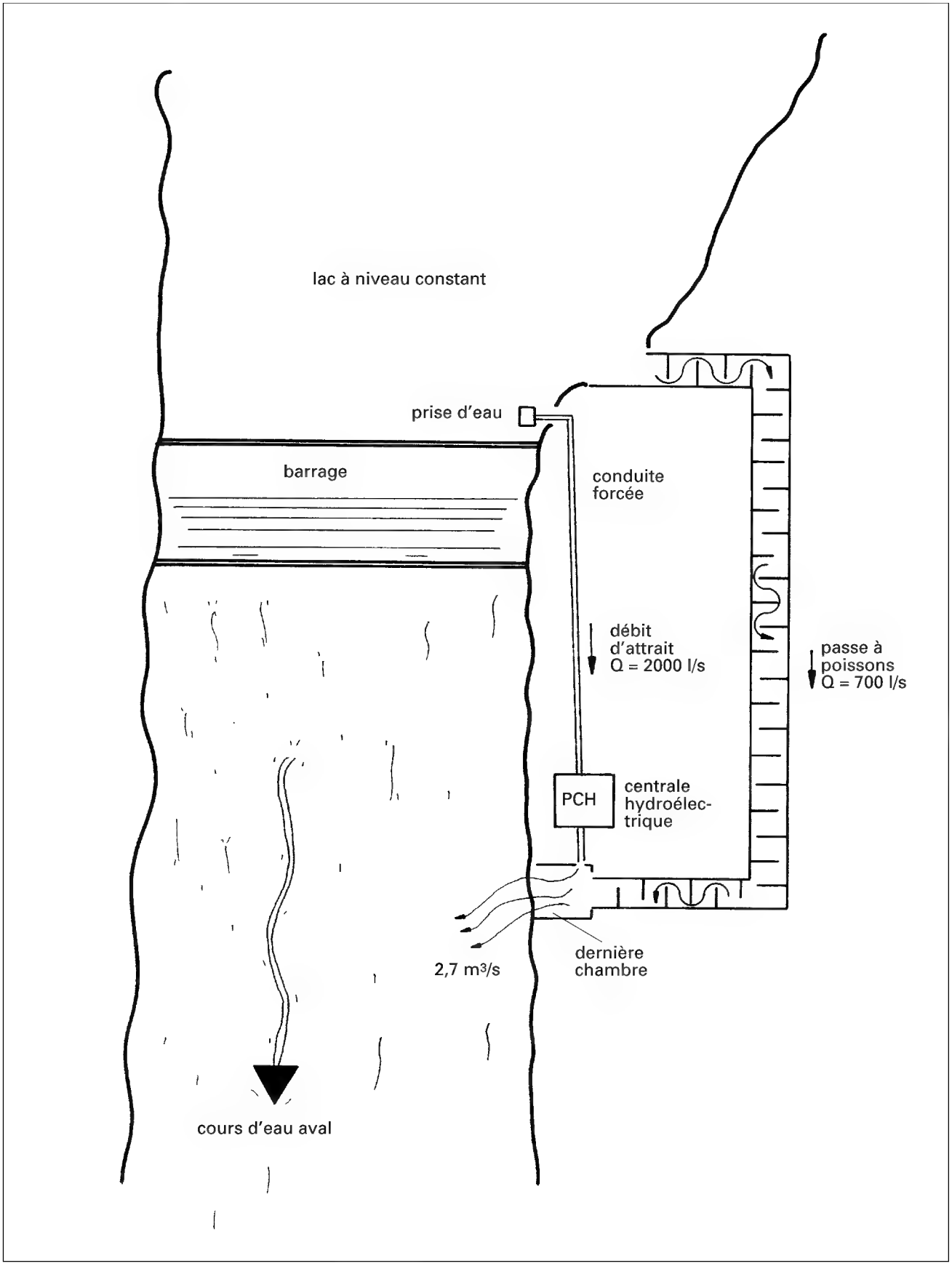


Figure 5.1: Passe à poissons avec turbinage d'un débit d'attrait

Implantation de la turbine:	0.5 m **au-dessus** du niveau d'eau aval **maximum**
Température de l'eau:	maximum 20°C
Altitude du site:	500 m

5.1.3 But de l'étude de cas

Déterminer le type et les caractéristiques principales de la turbine la mieux adaptée à ce site.

Quelle sera approximativement la production annuelle d'électricité (rendement de la génératrice $\eta_g = 95\%$).

5.1.4 Sélection et caractéristiques de la turbine

Calcul de la chute nette H

Débit $Q = 2.0\ m^3/s$

Vitesse d'écoulement: $v = Q \cdot 4/\pi D^2 = 2.55\ m/s$

Pertes de charge calculées selon 5.1.2: $H_L = 1.47$ m

Chute brute:

H_b =	min. 18.0	moyen 20.0	max. 21.0	[m]

Perte de charge:

H_L =	min. 1.47	moyen 1.47	max. 1.47	[m]

Chute nette:

H =	min. 16.53	moyen 18.53	max. 19.53	[m]

Puissance hydraulique

$P_{hyd} = 9.81 \cdot 2 \cdot 18.53 = 364$ kW (page 14)

Type de turbine:

Diagramme, page 89: Francis ou Crossflow
ou le débit étant constant, page 91: pompe inversée

Rendement probable (page 93):

Francis:	$\eta = 90\%$
Crossflow:	$\eta = 84\%$
Pompe inversée:	$\eta = 90\%$

Hauteur d'aspiration

H_{bmin}: $H_s = 0.5$ m (donnée)
H_{bmoyen}: $H_s = 0.5$ m + H_{bmoyen} - $H_{bmin} = 2.5$ m
H_{bmax}: $H_s = 0.5$ m + H_{bmax} - $H_{bmin} = 3.5$ m

Perte de chute pour la turbine Crossflow (page 97):
$0.3\ H_s = 0.75$ m pour $H_s = 2{,}5$ m (moyen)

Chute nette turbine Crossflow: $H_{moyen} = 18.53 - 0.75 = 17.78$ m
d'où une perte de 17.78/18.53 = 0.96: 4%

Le rendement effectif de la turbine Crossflow sera de: 84 - 4 = 80%

Page 93, la PCH travaille à débit constant, seul le rendement maximum est important d'où **turbine recommandée**:

Francis à aubes directrices fixes
ou
pompe inversée à double flux

Vitesse de rotation de la turbine Francis

Coefficient de cavitation = $(H_a - H_v - H_s)/H$ (pages 72/73)

$H_a = 9.50$ m (altitude 500 m)

$H_v = 0.24$ m (température 20°)

pour:

H_{max} et H_{smax}: $\sigma = (9.5 - 0.24 - 3.5)/19.53 = 0.30$

Diagramme page 99: $\sigma = 0.3$ vitesse spécifique $n_q = 100$

Diagramme page 95: $H = 18.53$ $Q = 2.0\ m^3/s$ $n_q = 100 = n \cdot Q^{1/2}/H^{3/4}$

Vitesse de rotation: $n = n_q \cdot H^{3/4}/Q^{1/2} = 631$ t/min

Une vitesse plus basse peut être adoptée (n_q et σ deviennent plus petit, donc H_s admissible plus grand).

La vitesse synchrone la plus proche qui permette l'entraînement direct du générateur par la turbine est: n = 600 t/min.

Production d'énergie

Puissance à l'arbre: $P_{mec} = 0.9 \times 364$ kW = 328 kW (page 16)

Puissance électrique: $P_{el} = \eta_g \cdot P_{mec} = 0.95 \cdot 328 = 311$ kW

Production annuelle: 8760 heures/année donnent 2 725 000 kWh

5.2 Turbinage de l'eau potable entre deux réservoirs

5.2.1 Description du projet

Deux réservoirs d'eau potable distants de 5 km sont reliés par une conduite d'adduction.

L'énergie hydraulique est détruite à l'entrée du réservoir inférieur à l'aide d'une vanne de régulation qui maintient une pression amont minimale afin que la conduite reste en permanence en charge.

Le débit de l'adduction varie en fonction de la consommation d'eau prélevée dans le réservoir inférieur pour la distribution dans un réseau en aval.

Le réservoir supérieur est alimenté par pompage dans une nappe phréatique.

Le maître de l'ouvrage se propose de remplacer la vanne de régulation par une turbine et transformer l'énergie actuellement dissipée en électricité.

5.2.2 Données du projet

Volume du réservoir supérieur:	1000 m^3
Volume du réservoir inférieur:	2500 m^3
Distance entre les réservoirs:	5000 m
Dénivellation (chute brute):	H_b = 100 m
Diamètre de la conduite:	DN 300 mm
Matériau de la conduite:	fonte, rugosité admise selon Strickler k = 90

Calcul des pertes de charge: voir § 5.1.2

Pression minimale maintenue en amont de la vanne de régulation pour garantir la pression aux consommateurs connectés à la conduite d'adduction: Ha = 75 m

Consommation du réseau en aval du réservoir inférieur:
été: moyenne 5000 m^3/jour (6 mois)
hiver: moyenne 4000 m^3/jour (6 mois)

Le schéma de l'adduction est présenté à la figure 5.2.2

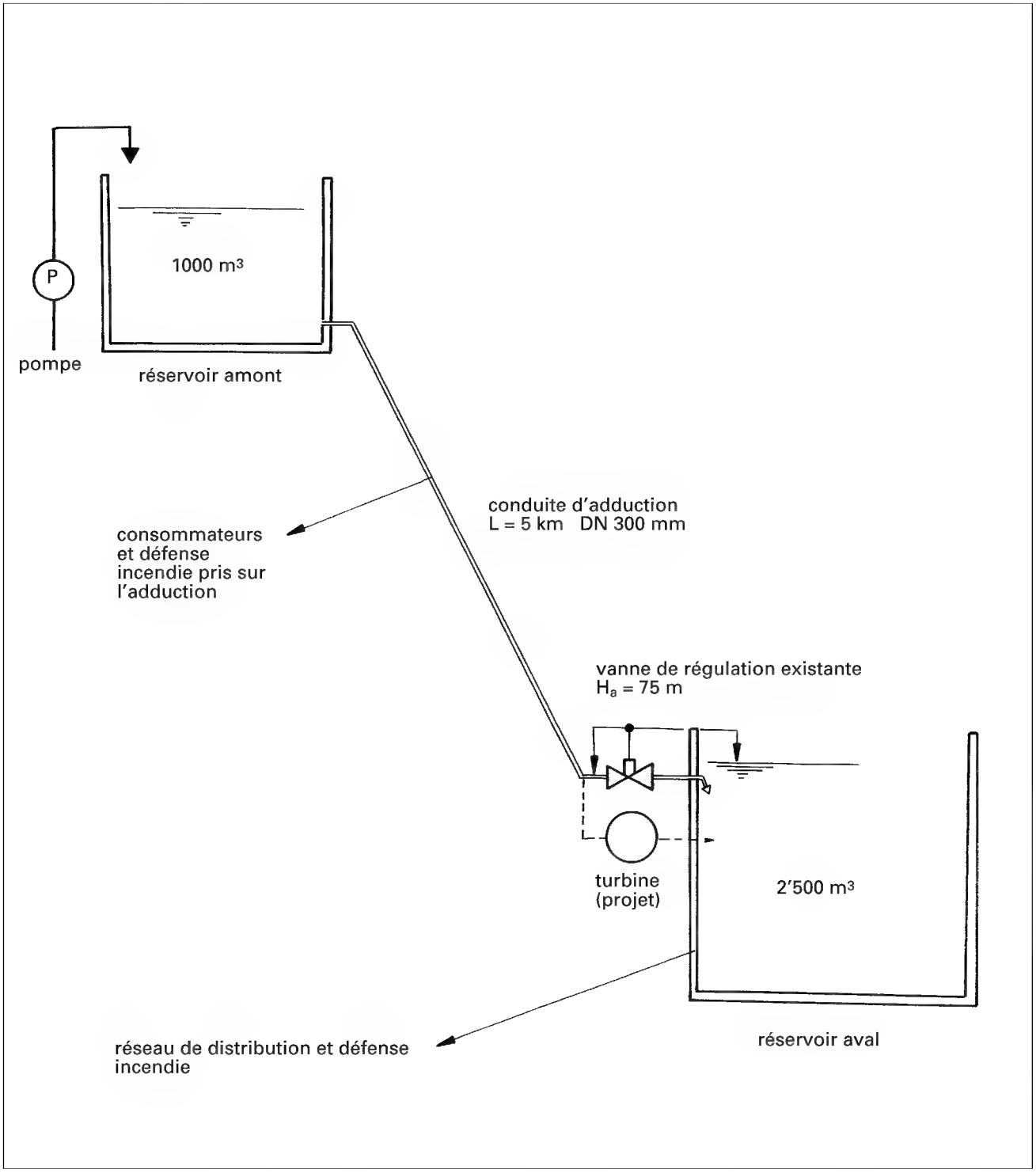


Figure 5.2.2: Turbinage de l'eau potable entre deux réservoirs

5.2.3 But de l'étude de cas

Déterminer le type et les caractéristiques de la turbine la mieux adaptée à ce site du point de vue technique et économique.

Indiquer également ses conditions d'exploitation et quelle sera approximativement la production annuelle d'électricité (rendement de la génératrice $\eta_g = 90\%$).

5.2.4 Sélection et caractéristiques de la turbine

Donnée:	pression à l'amont de la turbine = constante = 75 m donc: H = 75 m
Perte de charge de la conduite:	$H_L = H_b - H = 100-75 = 25$ m
Longueur de la conduite:	L = 5000 m diamètre: DN 300
Perte par 1000 m de la conduite:	5 m

Formule de Strickler:

$H_L/L = v^2/(K^2 \cdot R_h^{4/3})$

$H_L/L = 5/1000$

$K = 90 \quad R_h = D/4 = 0.075$ m

$K^2 \cdot R_h^{4/3} = 256$

$v = (0.005 \cdot 256)^{1/2} = 1.13$

$Q = v \cdot \pi \cdot D^2/4 = 1.13 \cdot \pi \cdot (0.3)^2/4 = 0.080\ m^3/s = 80\ l/s = 288\ m^3/h$

Type de turbine:

(page 89) Pelton, Francis
(page 91) Pompe inversée mono- ou multiétages

Types possibles de fonctionnement:

a) Turbine Pelton ou Francis réglées pour maintenir la pression amont constante en variant le débit par un régulateur (solution la plus coûteuse).

b) Pompe inversée travaillant à débit fixe par intermittence en utilisant le volume tampon des réservoirs, étant donné que ces derniers sont très grands (solution la plus économique).

Production énergétique de la pompe inversée

Eté:	5000 m³/288 m³/h:	17.4 h/jour x 180 jours	=	3125 h
Hiver:	4000 m³/288 m³/h:	13.9 h/jour x 180 jours	=	2500 h
		par année		5625 h

Rendement de la pompe inversée (page 93): $\eta_t = 0.80 = 80\%$

$P_{mec} = 9.81 \times 75 \times 0.080 \times 0.8 = 47$ kW

$P_{el} = \eta_g \cdot P_{mec} = 0.9 \times 47 = 42.4$ kW

Production d'énergie:

42.4 x 5625 = 239 000 kWh/année

5.3 Microcentrale hydroélectrique au fil de l'eau avec une chute moyenne

5.3.1 Description du projet

Une petite centrale est projetée dans les préalpes d'un pays d'outre-mer.

Le régime hydrologique est caractérisé par les conditions suivantes:

3 à 4 mois de grands débits dus à la fonte des neiges;

8 à 9 mois de régime d'étiage, entrecoupé par de courtes périodes de hautes eaux dues à des orages, avec des variations rapides du débit.

Le site est éloigné des centres, et le maître de l'ouvrage ne désire qu'un groupe de machine pour des raisons de simplicité.

5.3.2 Données

Chute brute: H_b = 55 m.

Puissance maximum aux bornes du générateur limitée à P_{el} = 200 kW tenant compte de la capacité des lignes électriques existantes et disponibles pour évacuer l'électricité produite (admettre rendement générateur η_g = 90 %).

Débit net à disposition dans le cours d'eau

- supérieur à 1.0 m^3/s durant 100 jours/année;
- compris entre 80 et 120 l/s durant 200 jours/année;
- compris entre 200 et 300 l/s durant 60 jours/année.

Pour tenir compte des fluctuations du plan d'eau aval en cas de crue, la turbine sera placée à 3.0 m au-dessus du niveau d'étiage.

La microcentrale est présentée schématiquement à la figure 5.3.2.

Longueur de la conduite forcée: L = 200 m.

Matériau de la conduite: acier non traité, rugosité selon Strickler K = 75.

Calcul des pertes de charge voir § 5.1.2.

Altitude du site: 1000 m.

Température de l'eau: max. 8°.

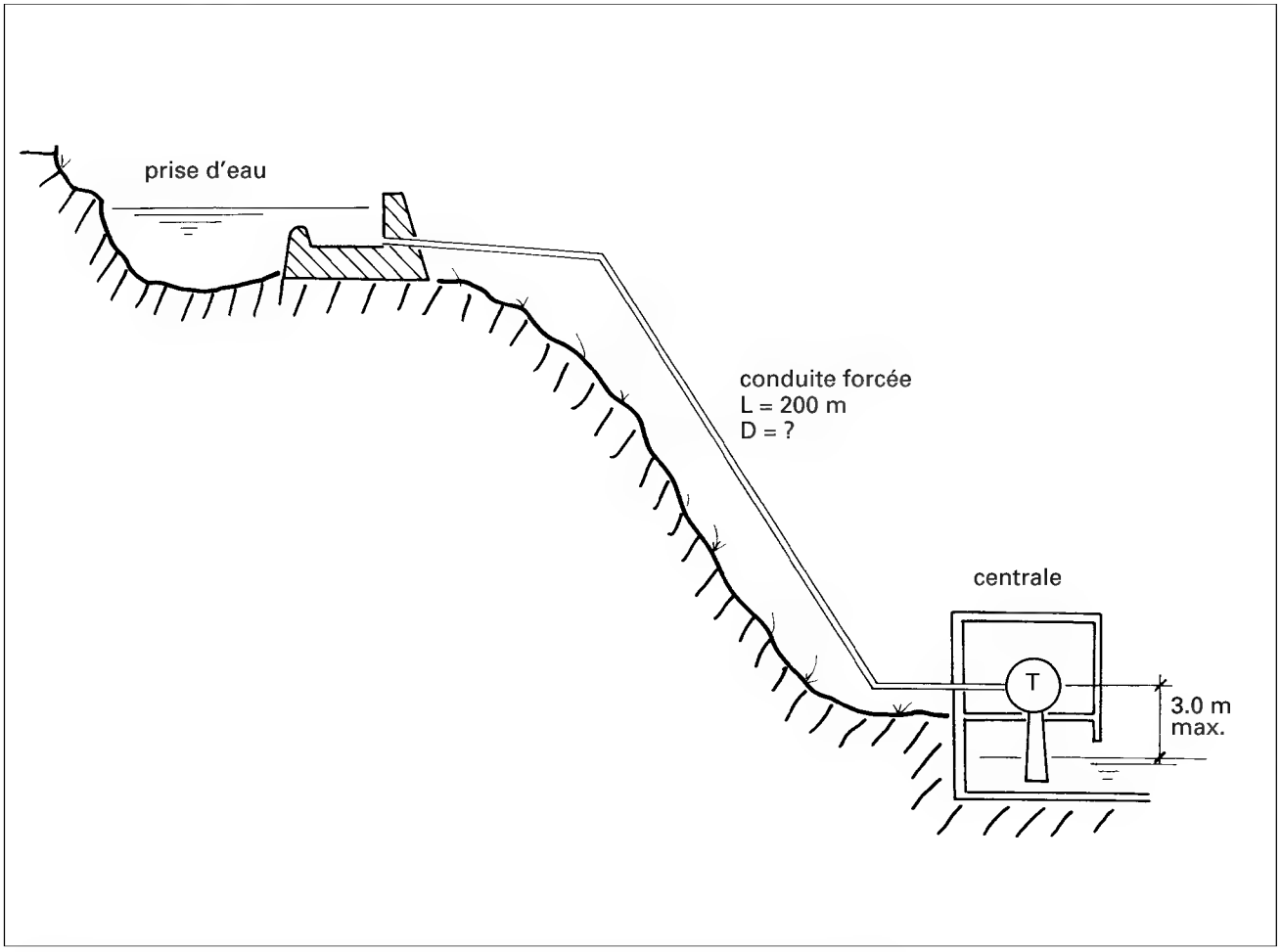


Figure 5.3.2: Microcentrale hydroélectrique au fil de l'eau avec une chute moyenne

5.3.3 But de l'étude de cas

- Déterminer la chute nette et proposer le diamètre de la conduite forcée.
- Déterminer les caractéristiques de la turbine (chute nette, débits minimum et maximum).
- Déterminer le type de la turbine en indiquant sa vitesse de rotation.
- Estimer la production annuelle d'électricité.

5.3.4 Détermination de la chute nette

Puissance électrique: P_{el} = 200 kW
Puissance mécanique: P_{mec} = 200/0.9 = 222 kW (η_g = 90%)
Puissance hydraulique: P_{hyd} = 222/0.8 = 278 kW (η_t admis 80%).

Débit: $Q = P_{hyd}/\rho gH = 278000/(1000 \cdot 9.81 \cdot 50) = 0.567\ m^3/s$
en première approximation en admettant 10% de perte de charge (H = 55-5 = 50 m).

En admettant $H_L = 0.1\ H_b$ = env. 5 m pour longueur conduite L = 200 m pour L = 1000 m H_L = env. 25 m.

La conduite choisie devrait donner des pertes de charge du même ordre de grandeur.

Pertes de charge selon Strickler
$H_L/L = v^2/(K^2 \cdot R_h^{4/3})$ avec K = 75.

Conduite DN 400 mm avec
Q = 0.567 m^3/s
v = 4.5 m/s
R_h = 0.1 m
H_L/L = 0.077 = 77/1000.

Les pertes de charge sont trop élevées.

Conduite DN 500 mm
v = 2.89 m/s
R_h = 0.125 m
H_L/L = 0.024 = 24/1000.

Choix DN 500
perte de charge H_L = 4.8m
chute nette H = 55 - 4.8 = 50.2 m.

5.3.5 Sélection et caractéristiques de la turbine

Débit de la turbine

H = 50 m Q = 200/(0,8 · 0,9 · 9,81 · 50) = 0.565 m^3/s

Sélection du type de turbine

Débit variable: pompe inversée exclue
possible: turbine Francis ou Crossflow (page 89)
page 93: débits très variables, courbe 1 turbine Crossflow

Site éloigné: problèmes maintenance, turbine simple › Crossflow (page 52).

Hauteur d'aspiration max.:
H_{smax} = 3.0m
turbine Crossflow admise

La turbine Francis peut être considérée, mais elle sera arrêtée 200 jours/année (débits d'étiage)
(80 - 120 l/s = 15 - 22% de Q_{max}, voir page 93).

Estimation de la puissance électrique de la turbine Crossflow

	H_b (m)	H_L (m)	H (m)	Q (m^3/s)	Q/Q_{max} %	η/η_{max}	η_t	η_g	η	P_{el} (kW)
(1)	55	4.8	50.2	0.55	100	100	0.8	0.9	0.72	201
(2)	55	1.0	54.0	0.25	45	98	0.78	0.9	0.70	92.5
(3)	55	0.1	54.9	0.1	18	88	0.70	0.85	0.60	32

Estimation de la production électrique

	Jours	Heures	Puissance (kW)	Production (kWh)
(1)	100	2400	201	482000
(2)	60	1440	92.5	133000
(3)	200	4800	32	154000
			Total	769 000 kWh/année

5.4 Installation à basse chute

5.4.1 Description du projet

Le maître de l'ouvrage désire réaliser une petite centrale hydro-électrique à basse chute sur un barrage placé à l'extrémité d'un petit lac dont le niveau est maintenu constant par des vannes.

La turbine reprendra la fonction de réglage des vannes, ces dernières restant à disposition pour le cas où la machine serait temporairement hors service.

Le projet devrait être réalisé avec un minimum de travaux de génie civil, le lac ne pouvant pas être vidé durant la période des travaux.

Deux coupes à travers le barrage sont présentées à la figure 5.4.1.

5.4.2 Données

Niveau amont: constant
Niveau aval: variable en fonction du débit
Chute brute: H_b = 3.0 m maximum (étiage)
H_b = 2.8 m moyen
H_b = 2.5 m minimum

Débits à turbiner:

Q = 2.0 m³/s	(maximum)	150 jours/année
Q = 0.5 m³/s	(minimum)	50 jours/année
Q = 1.5 m³/s	(moyen)	100 jours/année

Température de l'eau en été: T = 24°C.

Altitude du site: 500 m.

5.4.3 But de l'étude de cas

- Proposer l'emplacement et la disposition de la turbine pour un minimum de travaux de génie civil.
- Proposer un type de turbine et en indiquer ses caractéristiques (chutes, débits, vitesse de rotation).
- Proposer une disposition turbine-générateur.
- Estimer la production électrique de la petite centrale.

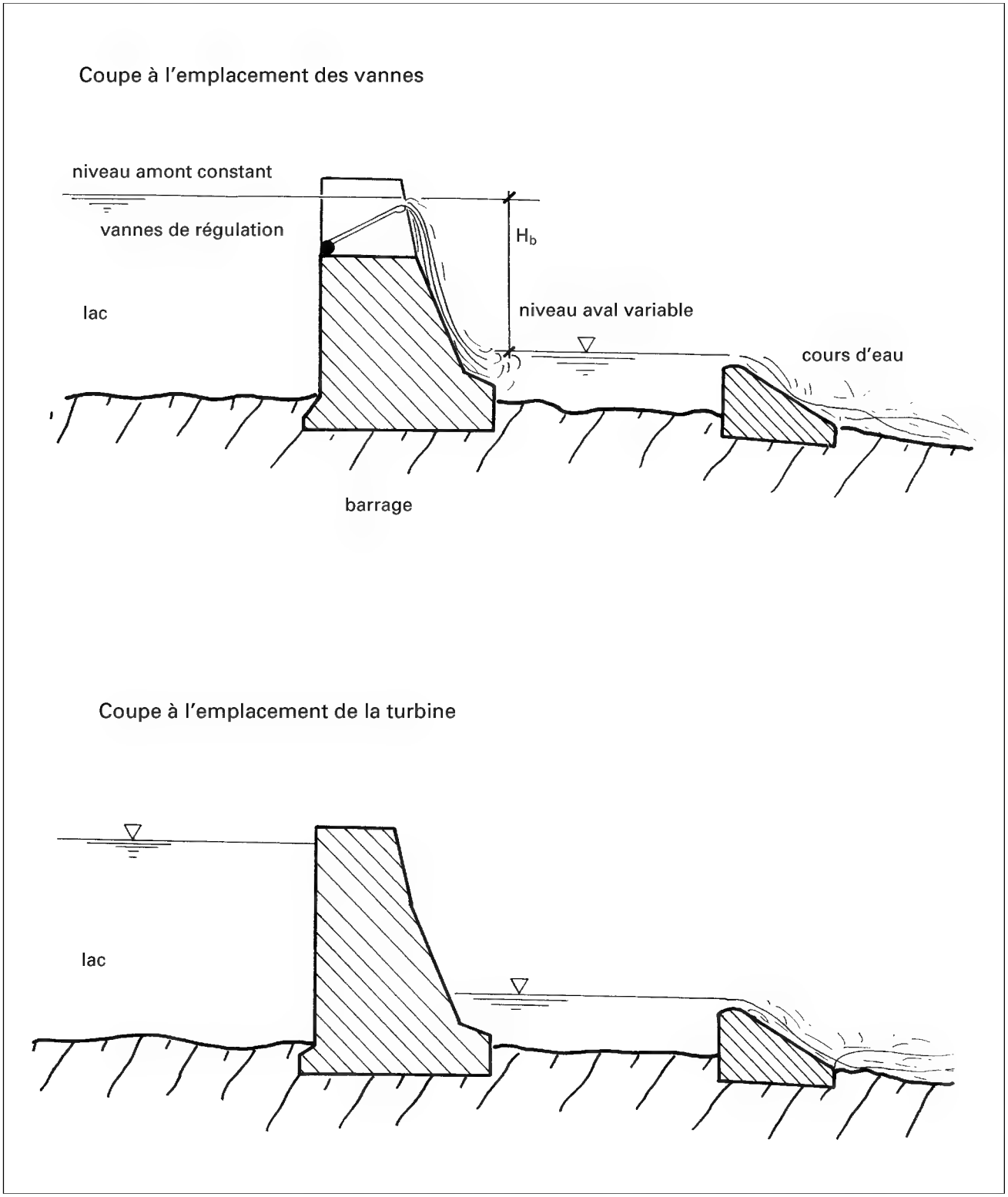


Figure 5.4.1: Microcentrale hydraulique à basse chute

5.4.4 Sélection et caractéristiques de la turbine

Conduite courte: $H_b = H$
H_{moyen} = 2.8 m Q_{moyen} = 1.5 m^3/s
Page 89 : turbine Kaplan

Implantation
Page 101: minimum de génie civil: en siphon

Contrôle de la cavitation
hypothèse: axe machine 1 m sur barrage
$H_s = 1 + H_{bmoyen} = 3.8$ m

Page 99: $\sigma = (H_a - H_v - H_s)/H$
Alt. 500 m: $H_a = 9.5$ m
Temp. 24°: $H_v = 0.3$m
$\sigma = (9.5 - 0.3 - 3.8)/2.8 = 2.0$
Diagramme: $\sigma = 2.0$ $n_q = 300$ ou moins

Vitesse de rotation turbine

Page 95: n = 428 t/min ou moins

Disposition

La vitesse de rotation est faible
Multiplicateur à courroie ou à engrenages (page 103)

Puissance électrique

	H (m)	Q (m^3/s)	Q/Q_{max}	η/η_{max} %	η_t	η_g	η	P_{el} (kW)
(1)	2.5	2.0	100%	95	0.83	0.9	0.75	37
(2)	2.8	1.5	75%	100	0.87	0.9	0.78	32
(3)	3.0	0.5	25%	92	0.80	0.85	0.68	10

Note: Il convient de tenir compte du rendement de la transmission (95-98%), ce qui réduira les puissances indiquées ci-dessus de 2 à 5%.

Production

	Jours	Heures	Puissance (kW)	Production (kW)
(1)	150	3600	37	133 000
(2)	100	2400	32	77 000
(3)	50	1200	10	12 000
			Total	222 000 kWh/année

Bibliographie

Ouvrages de référence

- Arter, A. et al.: Hydraulics Engineering Manual, SKAT Bookshop, St-Gall, 1990, ISBN 3-908001-13-7

- Bohl, W.: Strömungsmaschinen 2, Berechnung und Konstruktion, Vogel Buchverlag, Würzburg, 1986, ISBN 3-8023-0127-7

- Chapallaz J.-M. et al.: Petites centrales hydrauliques, OFQC, ISBN 3-905232-20-0

- Chapallaz J.-M. et al.: Manual on Pumps used as Turbines, GATE/GTZ Deutsches Zentrum für Entwicklungstechnologien, 1992, ISBN 3-528-02069-5

- Graeser, J.E. et al.: Installations hydroélectriques de petites puissances, IMHEF/EPFL, Lausanne, 1981

- Henry, P.: Turbo-machines hydrauliques, Cours EPFL/Section Electricité, IMHEF, 1994

- Morand, P.J. et al.: Les petits aménagements hydroélectriques, Société Hydrotechnique de France, Paris, ISBN 2-906821-08-5

- Kleinwasserkraftwerke in der Schweiz, Teil I, 1983, Bundesamt für Wasserwirtschaft

- Pàlfy S.O. et al.: Wasserkraftanlagen, Klein- und Kleinstkraftwerke, Expert-Verlag, Ehningn/Böblingen, 1992, ISBN 3-8169-0651-6

- Ribaux, A.: Hydraulique appliquée II Machines hydrauliques, Hydraulique appliquée III Turbo-machines, Editions de la Moraine, Genève

- Vivier, L.: Turbines hydrauliques et leur régulation, Ed. Albin Michel, Paris, 1966

Normes

CEI – Commission électrique internationale
3 rue de Varembé, Case postale, 1211 Genève 20
Tél.: 022/919/02/11

- Essais de réception sur place des turbines hydrauliques, pompes d'accumulation et de pompes-turbines en vue de déterminer leurs performances, N° de référence CEI/IEC 41, 1991

- Guide pour l'équipement électromécanique des petits aménagements hydroélectriques, N° de référence CEI/IEC 1116, 1992

ASE – Association suisse des électriciens, Seefeldstrasse 301, case postale, 8034 Zurich
Tél. 01/956/11/11

- Règles suisses pour les machines hydrauliques (turbines hydrauliques, pompes d'accumulation, pompes turbines). Publication ASE 3055, 1974, N° de référence 413 055.

- Guide pratique pour la réception, l'exploitation et l'entretien des turbines hydrauliques. Publication ASE 3331, 1979, N° de référence 413 331.

- Evaluation de l'érosion de cavitation dans les turbines, les pompes d'accumulation et les pompes turbines hydrauliques. Publication ASE 3429, 1980, N° de référence 413 429

Fabricants de turbines

Une liste avec adresses peut être obtenue auprès de:

SKAT – Centre suisse pour la technologie appropriée
Vadianstrasse 42
9000 St-Gall
Tél.: 071/237/74/75

ESHA – European Small Hydropower Association
50, rue du Taciturne
B-1040 Bruxelles
Tél. 0032/22/31/10/94

La revue «Water Power & Dam Construction», édition juin 89, a publié une liste mondiale des fabricants intitulée «Small hydro turbine survey 1989»

Cette revue peut être consultée chez:
IMHEF – Institut des machines hydrauliques et de mécanique des fluides
Avenue de Cour 33
1007 Lausanne
Tél.: 021/693/25/05

Associations de soutien

ACS	Association des communes suisses
ADER	Association pour le développement des énergies renouvelables
ADUR	Association des usiniers romands
ARPEA	Association romande pour la protection des eaux et de l'air
ASE/ETG	Société pour les techniques de l'énergie de l'ASE
ASPEE	Association suisse des professionnels de l'épuration des eaux
INFOENERGIE	Centre de conseils
OFEL	Office d'électricité de la Suisse romande
PROMES	Association des professionnels romands de l'énergie solaire
SIA	Société suisse des ingénieurs et des architectes
SMSR	Société des meuniers de la Suisse romande
SSIGE	Société suisse de l'industrie du gaz et des eaux
UCS	Union des centrales suisses d'électricité
UTS	Union technique suisse
UVS	Union des villes suisses

724.247.1 f – Turbines hydrauliques ISBN 3-905232-54-5
724.247.2 f – Générateurs et installations électriques ISBN 3-905232-55-3
724.247.3 f – Régulation et sécurité d'exploitation ISBN 3-905232-56-1
724.247.4 f – Le choix, le dimensionnement et les essais de réception d'une miniturbine ISBN 3-905232-57-X